

19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

12 Offenlegungsschrift
10 DE 101 01 938 A 1

51 Int. Cl. 7:
F 01 L 1/344

3F
DE 101 01 938 A 1

21 Aktenzeichen: 101 01 938.6
22 Anmeldetag: 17. 1. 2001
43 Offenlegungstag: 2. 8. 2001

30 Unionspriorität:

2000-008530 18. 01. 2000 JP
2000-284507 20. 09. 2000 JP

71 Anmelder:

Unisia Jecs Corp., Atsugi, Kanagawa, JP

74 Vertreter:

Hoefer, Schmitz, Weber, 81545 München

72 Erfinder:

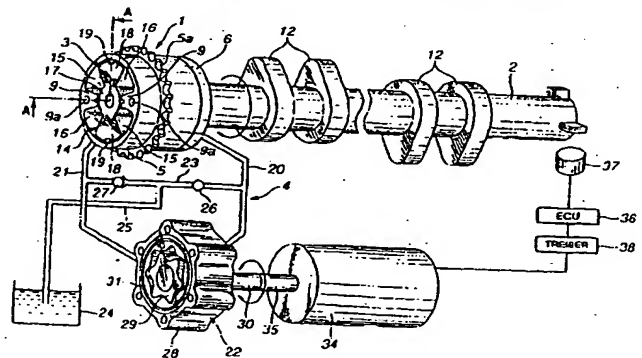
Yamada, Yoshihiko, Atsugi, Kanagawa, JP

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Steuervorrichtung zum variablen Betätigen einer Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors

57 Bei einer Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors ist ein Phasenwandler angeordnet, um eine Verschiebung und/oder einen Öffnungs- und Schließzeitpunkt eines Motorventils variabel zu steuern; eine Ölpumpe liefert eine Hydraulik zum Betätigen des Phasenwandlers, ein Umkehrmotor eines Gleichstromtyps ist angeordnet, um die Ölpumpe antreibend zu drehen, und eine Steuervorrichtung ist angeordnet, um einen Steuerstrom an den Umkehrmotor gemäß einem Motorantriebszustand auszugeben, wobei die Steuervorrichtung eine Drehrichtung der Ölpumpe über den Umkehrmotor mindestens dann steuert, wenn ein Betrieb des Phasenwandlers geschaltet wird.



DE 101 01 938 A 1

BEST AVAILABLE COPY

Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung, welche eine Ventilverschiebung beziehungsweise einen Öffnungs- und Schließungszeitpunkt eines Motorventils eines Einlaß-beziehungsweise Auslaßventils eines Verbrennungsmotors steuert.

Die japanische Offenlegungsschrift Nr. Heisei 9-60507, veröffentlicht am 4. März 1997, beschreibt beispielhaft eine früher vorgeschlagene Öffnungs- und Schließungszeitpunkt-Regelvorrichtung für ein Motorventil (Einlaßventil).

Die offenbarte Öffnungs- und Schließungszeitpunkt-Regelvorrichtung für ein Motorventil ist von einem Flügeltyp. Bei der offenbarten Öffnungs- und Schließungszeitpunkt-Regelvorrichtung für ein Motorventil ist ein an einem Ende einer Kurbelwelle befestigter Flügel drehbar in einem zylindrischen Gehäuse einer Synchronisierrolle untergebracht, dessen offenes Ende von einer Vorderabdeckung und einer Hinterabdeckung umschlossen ist. Eine Voreilwinkelseiten-Ölkammer und eine Nacheilwinkelseiten-Ölkammer sind zwischen zwei Trennwänden und zwei Blattabschnitten des Flügels definiert. Die beiden Trennwände bestehen im wesentlichen aus zwei Trapezformen, welche wechselseitig ausgehend von der Durchmesserriechung auf einer Innenumfangsfläche des Gehäuses vorstehen.

Außerdem wird der Öldruck, welcher von einer mittels eines Motors zur Drehung angetriebenen Ölpumpe abgelassen wird, selektiv mittels eines elektromagnetischen Ventils der Voreilwinkelseiten- oder der Nacheilwinkelseiten-Ölkammer durch die Änderung von Flusskanälen zugeführt. Anschließend bewirkt der Druckantrieb ein Drehen des Flügels in einer Normal- beziehungsweise Gegenrichtung, so daß eine relative Drehphase zwischen der Synchronisierrolle und der Nockenwelle geändert wird, und der Öffnungs- und Schließungszeitpunkt des Einlaßventils variabel geregelt wird.

Jedoch wird bei der früher vorgeschlagenen Öffnungs- und Schließungszeitpunkt-Steuervorrichtung, um den Öldruck selektiv sowohl der Voreil- als auch der Nacheilwinkelseiten-Ölkammer zuzuführen, ein Flußkanal des von der Ölpumpe abgegebenen Arbeitsöls lediglich unter Verwendung des elektromagnetischen Schaltventils geschaltet.

Daher tritt ein Energieverlust in der Ölpumpe auf. Das heißt, selbst nach Zuführen des Arbeitsöls zu der Voreil- oder der Nacheilwinkelseiten-Ölkammer von dem Flußkanal, welcher durch das elektromagnetische Schaltventil geschaltet wird, wird der Flügel an einer Drehposition einer Maximalvoreilwinkelseite oder einer Maximalnacheilwinkelseite gehalten. Die Ölpumpe wird immer in der gleichen Richtung gedreht, um eine kontinuierliche Abblaskwirkung zu erreichen. Ein abgelassenes Extraarbeitsöl wird direkt von einem Abblaskkanal ausgestoßen.

Folglich wird der Energieverlust in der Ölpumpe erzeugt, und es tritt eine Verringerung des Energiewirkungsgrads auf.

Außerdem wird ein teures elektromagnetisches Schaltventil zum Schalten des Flußkanals verwendet, was zu hohen Herstellungskosten der gesamten Regelvorrichtung führt.

Es ist eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Steuervorrichtung zum variablen Betätigen einer Motorventilvorrichtung zu schaffen, welche die obigen Probleme lösen kann, das heißt, die Verringerung des Energieverlustes in der Ölpumpe und keine Verwendung des teuren elektromagnetischen Schaltventils.

Erfindungsgemäß wird die Aufgabe durch die Merkmale des Anspruchs 1 gelöst, die Unteransprüche zeigen weitere

vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung.

Gemäß einem Aspekt der vorliegenden Erfindung ist eine Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors vorgesehen, umfassend: einen Phasenwandler zum variablen Steuern einer Verschiebung und/oder eines Öffnungs- und Schließzeitpunkts eines Motorventils; eine Ölpumpe zum Liefern einer Hydraulik, um den Phasenwandler zu betreiben; einen Umkehrmotor zum antreibenden Drehen der Ölpumpe; und eine Steuervorrichtung zum Ausgeben eines Steuerstroms an den Umkehrmotor gemäß einem Motorantriebszustand, wobei die Steuervorrichtung eine Drehrichtung der Ölpumpe über den Umkehrmotor mindestens dann steuert, wenn ein Betrieb des Phasenwandlers geschaltet wird.

Die vorliegende Zusammenfassung der Erfindung beschreibt nicht notwendigerweise sämtliche erforderlichen Merkmale, so daß die Erfindung auch eine Teilkombination dieser beschriebenen Merkmale sein kann.

Fig. 1A ist eine generell perspektivische Ansicht einer Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung, deren Phasenwandler anwendbar ist auf einen Phasenwandler eines Flügeltyps;

Fig. 1B ist ein schematisches Blockschaltendiagramm einer in Fig. 1A dargestellten Steuervorrichtung;

Fig. 2 ist eine Querschnittsansicht eines Phasenwandlers des ersten Ausführungsbeispiels, dargestellt in Fig. 1A, geschnitten längs einer Linie A-A in Fig. 1A;

Fig. 3 ist ein Betriebsflußdiagramm, welches durch die in Fig. 1A dargestellte Steuervorrichtung ausgeführt wird;

Fig. 4 ist eine generell perspektivische Ansicht der Steuervorrichtung eines zweiten bevorzugten erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels;

Fig. 5 ist eine Querschnittsansicht des Phasenwandlers im Falle des zweiten bevorzugten Ausführungsbeispiels, dargestellt in Fig. 4;

Fig. 6 ist eine Querschnittsansicht eines in Fig. 5 dargestellten Phasenwandlers, geschnitten längs einer Linie B-B in Fig. 5;

Fig. 7 ist eine generell perspektivische Ansicht der Steuervorrichtung eines dritten bevorzugten erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels;

Fig. 8 ist eine generell perspektivische Teilquerschnittsansicht der Steuervorrichtung eines fünften bevorzugten erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels;

Fig. 9A ist eine Längsschnittansicht eines Ventilkörpers, verwendet in der Steuervorrichtung des fünften bevorzugten erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels;

Fig. 9B ist eine Längsschnittansicht eines Schieberventils, verwendet in der Steuervorrichtung des fünften bevorzugten erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels;

Fig. 10, 11 und 12 sind Längsschnittansichten einer Hydraulikprüfvorrichtung zum Erläutern eines Betriebs der Hydraulikprüfvorrichtung, verwendet beim fünften bevorzugten Ausführungsbeispiel, dargestellt in Fig. 8;

Fig. 13 ist eine Längsschnittansicht der hydraulischen Prüfvorrichtung, verwendet bei einem sechsten bevorzugten erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel der Steuervorrichtung; und

Fig. 14 und 15 sind Längsschnittansichten der Hydraulikprüfvorrichtung zum Erläutern eines Betriebs der Hydraulikprüfvorrichtung, verwendet beim sechsten bevorzugten Ausführungsbeispiel, dargestellt in Fig. 13.

Nachfolgend wird auf die Zeichnung Bezug genommen, um das Verständnis der vorliegenden Erfindung zu erleichtern.

Fig. 1A zeigt ein erstes bevorzugtes Ausführungsbeispiel einer Steuervorrichtung zum variablen Betätigen einer Motorventilvorrichtung, deren Phasenwandler anwendbar ist

auf einen Phasenwandler des Flügeltyps.

Das heißt, die Steuervorrichtung umfaßt: ein Kettenrad 1, welches ein Drehkörper ist, der mittels einer (nicht dargestellten) Kurbelwelle eines Verbrennungsmotors über eine Steuerkette gedreht wird; eine Kurbelwelle 2, welche bezüglich des Kettenrads 1 relativ Schwenkbar ist; einen Phasenwandler 3, welcher zwischen dem Kettenrad 1 und der Kurbelwelle 2 angeordnet ist, um eine relative Schwenkposition sowohl des Kettenrads 1 als auch der Kurbelwelle umzuwandeln; und einen Hydraulikkreis 4, um den Phasenwandler 3 zu betätigen.

Fig. 2 zeigt eine Struktur des Kettenrads 1.

Wie in Fig. 2 dargestellt, umfaßt das Kettenrad 1: ein Gehäuse 5 mit einem Zahn 5A, mit welchem die Steuerkette in Eingriff ist; eine hintere Ecke 6, welche eine Öffnung eines hinteren Endes eines Gehäuses 55 umschließt; und eine Vorderabdeckung 7 von einer im wesentlichen scheibenartigen Form einer Lippe, welche die Öffnung eines vorderen Endes des Gehäuses umschließt. Zwei Schrauben 8 sind einstückig ausgehend von einer Achsialrichtung mit dem Gehäuse 5, der Hinterabdeckung 6 und der Hinterabdeckung 7 verbunden.

Das Gehäuse 6 ist von einer Zylinderform, und sowohl das vordere als auch das hintere Ende sind offen, wie in Fig. 1a und 2 dargestellt. Die Trennwände 9 und 9 (siehe Fig. 1A) wiesen jeweils einen trapezförmigen Querschnitt auf und sind in einer 180°-Position in einem Innenumfang des Gehäuses längs einer Achsialrichtung des Gehäuses 6 in Abstand angeordnet. Beide Endkanten weisen die gleiche Phase wie die jeweiligen Endkanten des Gehäuses 9 auf, und die Schraubeneinsetzlöcher 9A und 9A, durch welche die Schraube 8 eingesetzt wird, verlaufen durchgehend in der Achsialrichtung an Basisen des Gehäuses 6.

Hingegen ist die Nockenwelle 2 über ein Nockenlager 11 drehbar auf einem Zylinderkopf 10 gelagert (siehe Fig. 2). Eine Vielzahl von Nocken 12 zum Öffnen des Motorventils, das heißt, des Einlaßventils, über einen (in Fig. 2 nicht dargestellten) Ventilstößel sind einstückig an einer vorbestimmten Außenumfangsflächenposition des Zylinderkopfs 10 angeordnet.

Der Phasenwandler 3 umfaßt: das Kettenrad 1 als Drehkörper; einen Flügel 14 als Drehelement, welches drehbar innerhalb des Gehäuses 6 untergebracht ist, das am vorderen Ende der Nockenwelle 2 mittels einer Schraube 13 befestigt ist, zwei Paare von Voreilwinkelseiten- und Nacheilwinkelseiten-Ölkammern 15 und 15 und 16 und 16, ausgebildet innerhalb des Gehäuses 6 und getrennt mittels des Flügels 14 und der Trennwände 9 und 9.

Der Flügel 14 ist einstückig gebildet aus einem Sinterlegierungsmaterial und befestigt am vorderen Endabschnitt der Nockenwelle 2 mittels einer Schraube 13, welche in ein Trennloch eingesetzt ist, das derart ausgebildet ist, daß es eine Mitte des vorderen Endes der Nockenwelle 2 durchdringt. Der Flügel 14 umfaßt: einen Rotor 17 einer mittigen Zylinderform, ausgebildet am Einsetzloch; und ein Paar von Blattabschnitten 18, 18, einstückig ausgebildet an einer 180°-Position in einer Umfangsrichtung eines Außenumfangs des Rotors 17.

Der Rotor 17 umfaßt: ein Paar von Dichtungselementen 19, 19, angeordnet an einer symmetrischen Position einer Außenumfangsfläche des Phasenwandlers 3, und womit eine gekrümmte Fläche der symmetrischen Position jedes Trennabschnitts 9 und 9 in Gleitkontakt ist. Der Blattabschnitt 18 ist von einer Sektorform im Querschnitt, und die beiden Paare von Voreilwinkelseiten-Ölkammern 15 und 15 und Nacheilwinkelseiten-Ölkammern 16 und 16 sind zwischen beiden Seiten der Blattposition 18 und 18 und der jeweiligen Trennwände 9 und 9 getrennt.

Die jeweiligen Ölkammern 15 und 15 und 16 und 16 sind mittels (in Fig. 1A und 2 nicht dargestellter) Verbindungslöcher verbunden, welche in einer Querform innerhalb des Rotors 17 ausgebildet sind.

Der Hydraulikkreis 4 dient zum selektiven Zuführen beziehungsweise Ablassen des Arbeitsöls mit jeweiligen Ölkammern 15 und 16.

Der Hydraulikkreis 4 umfaßt: einen ersten Hydraulikkanal 20, über welchen der Öldruck (Hydraulik) zugeführt beziehungsweise von dem Paar von Voreilwinkelseiten-Ölkammern 15 und 15 abgelassen wird, wie in Fig. 1A dargestellt; einen zweiten Hydraulikkanal 21, über welchen der Öldruck zugeführt beziehungsweise von dem Paar der Nacheilwinkelseiten-Ölkammern 16 abgelassen wird; eine Ölpumpe 22 zum selektiven Zuführen der Hydraulik sowohl zum ersten als auch zum zweiten Hydraulikkanal 20 und 21; einen Verbindungskanal 23 zur Verbindung sowohl mit dem ersten als auch dem zweiten Hydraulikkanal 20 und 21; einen Hilfszufuhrkanal 25 mit einem Stromabwärtsende, verbunden mit der Ölpumpe 22, und einem Stromaufwärtsende verbunden innerhalb eines Vorratstanks 24; und ein Paar von Prüfventilen 26 und 27, welche angeordnet sind, um einen Fluß in die Hydraulik beziehungsweise aus der Hydraulik lediglich in Richtungen der Hydraulikkanäle 20 und 21 von dem Hilfskanal 25 zu ermöglichen. Der Hydraulikkreis 4 befindet sich gänzlich in einer sogenannten geschlossenen Schleife.

Der erste und der zweite Hydraulikkanal 20 und 21 sind jeweils in Verbindung mit den jeweiligen Voreilwinkelseiten-Arbeitsölkammern 15 und 15 und den jeweiligen Nacheilwinkelseiten-Arbeitsölkammern 16 und 16. Jedes der anderen Enden ist direkt mit einer Ölpumpe 22 verbunden.

Die Ölpumpe 22 ist von einer Torochoid-Form, wie in Fig. 1 dargestellt. Die Ölpumpe 22 umfaßt: einen Innenzahn 29 einer Ringform, drehbar untergebracht in einem Innenabschnitt eines Pumpenkörpers 28, befestigt auf einem Zylinderkopf 10; einen sich drehenden Außenzahn 31, befestigt an einer Pumpenachse 30 und in Eingriff mit dem Innenzahn 29; einen (nicht dargestellten) ersten und zweiten Abschnitt zum Durchführen sowohl eines Ansaugens als auch eines Ablassens des Arbeitsöldrucks. Der entsprechende erste und der entsprechende zweite Hydraulikkanal 20 und 21 sind mit den jeweiligen Kanälen verbunden.

Eine Ausgangsachse 35 des Motors 34 ist mit einer Pumpenachse 30 der Ölpumpe 22 verbunden. Der Motor 34 ist ein Gleichstrom-Umkehrmotor. Der Motor 34 wird mittels einer Steuervorrichtung 36 gesteuert, welche eine relative Drehphase zwischen einem Motorantriebszustand und der Nockenwelle 2 erfährt.

Fig. 1B zeigt eine innere Struktur der Steuervorrichtung 36.

Die Steuervorrichtung 36 umfaßt: eine CPU (Zentralverarbeitungseinheit) 36a und einen ROM (Nur-Lese-Speicher) 36b; einen RAM (Schreib-Lese-Speicher) 36c; und einen gemeinsamen Bus.

Die Steuervorrichtung 36 gibt Informationen von verschiedenen Sensoren ein, wie etwa von einem Kurbelwinkelsensor, einem Luftdurchflußmesser; einem Kühlmitteltemperatursensor; und einem Öffnungswinkelsensor einer Drosselklappe, erfährt den momentanen Motorantriebszustand anhand der oben beschriebenen Informationen und gibt ein Steuerimpulssignal über eine Treiberschaltung 38 an den Motor 34 aus, indem sie ein Drehphasensignal der Nockenwelle 2 von dem oben beschriebenen Zeitsensor 37 eingibt.

Anschließend wird die Wirkungsweise des ersten bevorzugten Ausführungsbeispiels der erfindungsgemäßen variabel betätigten Motorventilsteuervorrichtung unter Bezug-

nahme auf ein Steuerflußdiagramm durch die Steuervorrichtung 36, dargestellt in Fig. 3, beschrieben.

In Schritt S1 liest die Steuervorrichtung 36 jeweils eine Motordrehzahl N einer Kurbelwelle von dem Kurbelwinkelsensor, eine Einlaßluftmenge Q von einem Luftdurchflußmesser, einen Öffnungswinkel θ T von dem Drosselklappenöffnungswinkelsensor.

Im nächsten Schritt S2 berechnet die Steuervorrichtung 36 die (nicht dargestellte) Grundkraftstoffeinspritzmenge Tp auf der Grundlage jedes Informationssignals.

Im nächsten Schritt S3 liest die Steuervorrichtung 36 einen Zielwert ST einer Drehphase der Nockenwelle 2 aus einem zuvor festgelegten Kennfeld gemäß der Motordrehzahl N und der Grundkraftstoffeinspritzmenge Tp der Kraftstoffeinspritzwerte (nicht dargestellt).

Im nächsten Schritt S4 berechnet die Steuervorrichtung 36 eine Drehphase S der Nockenwelle 2 gemäß einem Kurbdrehphasenignal Kp und einem Drehpositionssignal Cp der Nockenwelle 2.

Ferner berechnet die Steuervorrichtung 36 im nächsten Schritt S5 eine Subtraktion der Drehphase S der Nockenwelle 2 von einem Zielwert ST der Drehphase, um einen Differenzwert ΔS zu bestimmen.

In Schritt S6 bestimmt die Steuervorrichtung 36, ob der Differenzwert ΔS gleich oder kleiner ist als ein vorbestimmter Wert α . Im nächsten Schritt S6 bestimmt die Steuervorrichtung 36, ob der Differenzwert ΔS gleich oder kleiner ist als ein vorbestimmter Wert α ($|\Delta S| < \alpha$). Wenn $|\Delta S| < \alpha$ (Ja) in Schritt S6, so fährt die Routine mit einem Schritt S10 fort, in welchem der Motor 34 stoppt.

Wenn $|\Delta S| < \alpha$ (Nein) in Schritt S6, so fährt die Routine mit Schritt S7 fort. In Schritt S7 bestimmt die Steuervorrichtung 36, ob der Differenzwert ΔS positiv oder negativ ist.

Wenn $\Delta S \geq 0$ in Schritt S7 (Ja), so wird die Steuervorrichtung 36 aufgefordert, den Motor 36 in der Normalrichtung zu drehen, wobei dies über die Treiberschaltung 37 erfolgt. Wenn hingegen der Differenzwert ΔS negativ ist, das heißt, wenn der Differenzwert ΔS negativ ist, anders ausgedrückt, wenn die Drehphase S der Nockenwelle 2 einen Zielwert ST der Drehphase S überschreitet, so führt die Steuervorrichtung 36 eine derartige Steuerung durch, daß der Motor 34 in eine Richtung umgekehrt wird, welcher der Normalrichtung entgegengesetzt ist, da sich der Motorantriebszustand in einem Bereich niedriger Drehzahl und niedriger Last befindet. Folglich kann die Drehphase S der Nockenwelle 2 mit einem Fehler unterdrückt werden, welcher geringer ist als ein vorbestimmter Wert α bezüglich des Zielwerts ST der Drehphase.

Wenn die Steuervorrichtung 36 den Antriebsmotor 34 in der entgegengesetzten Richtung, wie oben beschrieben unter dem Motorantriebszustand niedriger Drehzahl und niedriger Last umkehrt, so führt die Ölpumpe 22 die Umkehrdrehung aus, um ein Pumpen durchzuführen. Wie oben beschrieben, wird das Arbeitsöl innerhalb der jeweiligen Voreilwinkelseiten-Arbeitsölkammern 15 und 15 in die Ölpumpe 22 ausgehend von dem ersten Kanal über den vorderen Hydraulikkanal 20 gesaugt; so daß die jeweiligen Voreilwinkelseiten-Ölkammern 15 und 15 einen niedrigen Druck aufweisen. Hingegen wird das angesaugte Arbeitsöl, welches einmal in den zweiten Kanal infolge einer Pumpenkompressionswirkung abgelassen wird, über den zweiten Hydraulikkanal 21 einer Nacheilwinkelseiten-Arbeitsölkammer 16 zugeführt und über ein Verbindungsloch der anderen Nacheilwinkelseiten-Arbeitsölkammer 16 zugeführt, so daß Innenräume beider Nacheilwinkelseiten-Arbeitsölkammern 16 und 16 auf Hochdruck gebracht werden. Daher wird der Flügel 14 entgegen dem Uhrzeigersinn gedreht, wie in Fig. 1A dargestellt, und die Nockenwelle 2 wird in ei-

ner entgegengesetzten Richtung zur Drehrichtung der Nockenwelle 2 per se gedreht, so daß die Drehphase S zu einer Nacheilwinkelseite umgewandelt wird.

Folglich wird ein Öffnungs- und Schließzeitpunkt des Einlaßventils verzögert, und ein Verbrennungswirkungsgrad durch eine Verwendung einer Trägheitssaugluft unter der niedrigen Drehzahl und niedrigen Last kann verbessert werden. Folglich kann eine Motordrehzahl stabilisiert und eine Kraftstoffökonomie verbessert werden.

Außerdem weist in einem Fall, in welchem das Arbeitsöl in jede Nacheilseiten-Ölkammer 16 und 16 gefüllt wird, so daß die Nockenwelle 2 bei einem maximalen Nacheilwinkel gedreht wird, die Steuervorrichtung 36 den Treiber 38 an, die Umkehrdrehung des Motors 34 zu stoppen, um den Betrieb der Ölpumpe 22 anzuhalten. So wird der Flügel 14 als die Drehposition gehalten.

Hingegen wird in einem Fall, in welchem der Motor in einen Bereich hoher Drehzahl und hoher Last gebracht wird, der Motor 34 diesmal angewiesen, in der Normalrichtung zu drehen, und die Ölpumpe 22 wird zur Normaldrehungsseite geschaltet.

Daher nimmt, wenn das Arbeitsöl in jeder Nacheilwinkelseiten-Ölkammer 16 und 16 über den zweiten Hydraulikkanal 21 angesaugt ist, die Innenseite jeder Ölkammer 16 und 16 einen Zustand verhältnismäßig niedrigen Drucks an.

Hingegen wird das angesaugte Arbeitsöl innerhalb des ersten Hydraulikkanals 20 vom ersten Kanal infolge einer Pumpenkompressionswirkung abgelassen und innerhalb einer Voreilwinkelseiten-Ölkammer 15, über die andere Voreilwinkelseiten-Ölkammer 15 zugeführt.

Deren Innenseiten weisen einen hohen Druck auf.

Daher wird innerhalb des im Uhrzeigersinn in Fig. 1A gedrehten Flügels 14 die Nockenwelle 2 in der gleichen Richtung gedreht, in welcher sich die Nockenwelle 2 selbst dreht. Anschließend wird die Drehphase S zu einer Voreilwinkelseite umgewandelt.

Folglich eilt der Öffnungs- und Schließzeitpunkt des Einlaßventils vor, so daß die Motorausgangsleistung im Bereich hoher Drehzahl und hoher Last verbessert werden kann.

In einem Fall, in welchem die Nockenwelle 2 in der Maximal-Voreilwinkelposition gedreht wird, weist die Steuervorrichtung 36 den Treiber 38 an, die Normaldrehung des Motors 34 zu stoppen, so daß der Betrieb der Ölpumpe 22 gestoppt wird. Der Flügel 14 wird an der Drehposition gehalten.

Ferner wird die Hydraulik (der Öldruck) selektiv jeder Ölkammer 15 und 15 beziehungsweise 16 und 16 grundsätzlich in wechselseitig entgegengesetzten Richtungen zugeführt. Wenn ein Auslaufen aus einem Zwischenraum zwischen den beiden Zähnen 29 und 31 der Ölpumpe 22 auftritt und entweder der erste oder der zweite Kanal einen Unterdruck aufweist, öffnet das Einlaßventil 26 beziehungsweise 27 auf der Ansaugseite.

Eine nicht ausreichende Menge von jeder Ölkammer 15, 15, 16 beziehungsweise 16 wird anschließend hilfsweise über einen Hilfskanal 25 beziehungsweise einen Verbindungskanal 23 von einem Arbeitsöl innerhalb des Vorrats-tanks 24 innerhalb eines Prüfventils 26 beziehungsweise 27 auf der Ansaugseite eingefüllt.

Beim ersten Ausführungsbeispiel wird nach Drehen des Flügels 14 auf der Voreilwinkelseite beziehungsweise der Nacheilwinkelseite die Drehung des Motors 34 gestoppt und die Ölpumpe 22 gestoppt. Ferner wird zusammen mit einer Änderung des Motorantriebszustands der Motor 34 in der entgegengesetzten Richtung angetrieben, so daß die Ölpumpe 22 in der entgegengesetzten Richtung gedreht wird, und das Arbeitsöl wird der Ölkammer 15 beziehungsweise 16 zugeführt. Folglich kann eine Verringerung des Energie-

wirkungsgrads durch die Ölpumpe 22 verhindert werden, und ein Energieverlust kann unterdrückt werden.

Da das teure elektromagnetische Schaltventil nicht benötigt wird, ist die Steuervorrichtung des ersten Ausführungsbeispiels hinsichtlich der Kosten vorteilhaft.

Fig. 4 zeigt ein zweites bevorzugtes Ausführungsbeispiel der Steuervorrichtung für das erfindungsgemäße variabel betätigte Motorventil.

Beim zweiten Ausführungsbeispiel ist der Phasenwandler 3 anwendbar auf eine variable Öffnungs- und Schließzeitpunkt-Steuervorrichtung, offenbart in der japanischen Offenlegungsschrift Nr. Heisei 6-2516, welche dem US-Patent 5 557 983, ausgegeben am 24. September 1996 entspricht, dessen Offenbarung hierin durch Verweis enthalten ist.

Beim zweiten Ausführungsbeispiel wird der Wandler des Flügeltyps als hydraulischer Aktuator einer Betätigungsvorrichtung zum Betätigen des Phasenwandlers 3 verwendet.

Der Phasenwandler 3 ist wie in Fig. 5 und 6 aufgebaut.

In Fig. 5 und 6 bezeichnet ein Bezugszeichen 40 eine Antriebsachse einer Innenseitenhohlform, ein Bezugszeichen 41 bezeichnet eine Nockenwelle, welche auf der gleichen Achse wie ein Außenumfang der Antriebsachse 40 für jeden Zylinder angeordnet ist, ein Bezugszeichen 42 bezeichnet eine Steuervorrichtung zum Ändern der Drehphase beider Antriebsachsen 40 und 41. Die Nockenwelle 41 ist mit zwei Nocken 42a pro Zylinder zum Öffnen des Einlaßventils 45 über einen Ventilstößel 44 gegen einer Federkraft einer Ventildfeder auf dem Außenumfang davon ausgestattet.

Die Steuervorrichtung 42 umfaßt: einen ersten und einen zweiten Flange-Abschnitt 46 und 47 annähernd ringförmiges Scheibengehäuse 48, welches zwischen den beiden ersten und zweiten Flange-Abschnitten 46 und 47 angeordnet ist; eine ringförmige Scheibe 49, welche drehbar innerhalb eines Innenumfangs des Scheibengehäuses 48 gehalten wird; und Eingriffsstifte 51 und 52, welche sich in Gleiteingriff mit U-förmigen Eingriffsvertiefungen 46a und 47a der jeweiligen Flange-Abschnitte 46 und 47 befinden.

Ferner zeigt Fig. 6 eine Struktur des Scheibengehäuses 48.

Wie in Fig. 6 dargestellt, ist eine Spindel 53 eingesetzt in ein Tragloch, welches auf einem Nabenabschnitt 53 eines Endes des Scheibengehäuses 48 ausgebildet ist, und das andere Ende davon ist schwenkbar in Aufwärts- und Abwärtsrichtung gelagert.

Das Scheibengehäuse 48 wird gemäß der Drehbewegung einer Exzenterocke 57 geschwenkt, welche in der Nockenvertiefung 56 angeordnet ist, die auf dem Nabenabschnitt 55 am anderen Ende davon ausgebildet ist. Die Exzenterocke 57 weist eine Ringform auf und ist an einer Steuerwelle 59 einer Betätigungsvorrichtung 58 über ein Durchgangsloch befestigt, welches in einer Achsialrichtung davon ausgebildet ist.

Die Betätigungsvorrichtung 58 umfaßt: eine Steuerwelle 59, welche im wesentlichen parallel zur Nockenwelle 41 angeordnet ist; und einen hydraulischen Aktuator 62, welcher mit einer Verbindungsvorrichtung 60 an einem Ende der Steuerwelle 59 in Zusammenhang steht.

Eine Achsialmitte der Antriebsstange 62a des hydraulischen Aktuators 62, das heißt eine Achsialmitte Z1 des Rotorsabschnitts 17 und eine Achsialmitte Z2 der Steuerwelle 59 werden in Vorwärts- und Rückwärtsrichtung, betrachtet Fig. 4, exzentrisch zu Konvergenz gebracht.

Die Verbindungsvorrichtung 60 umfaßt: einen Verbindungsarm 60a, welcher in Radialrichtung an einem Ende der Steuerwelle 59 vorsteht; einen Verbindungsarm 60b, welcher in Radialrichtung an einem Ende der Antriebsstange 62a vorsteht; und ein längliches flaches plattenartiges Verbindungselement 61c, wobei jedes Spitzenende der beiden

Verbindungsarme 60a und 60b drehbar verbunden ist. Der hydraulische Aktuator 62 weist grundsätzlich die gleiche Struktur wie der Phasenwandler auf, außer daß kein Zahnradabschnitt für das Kettenrad vorgesehen ist. Außerdem ist die Struktur des hydraulischen Kreises 4 die gleiche. Folglich wird eine spezifische Erläuterung ausgelassen. Es sei darauf hingewiesen, daß ein Drehabschnitt der Steuerwelle 58 durch ein Potentiometer 63 erfaßt und durch die Steuervorrichtung 36 rückgeführt wird.

Folglich werden beim zweiten Ausführungsbeispiel die Signalinhalte von der Steuervorrichtung 36 in Übereinstimmung mit einer Änderung des Motorantriebszustands geändert. Gleichzeitig wird die Ölpumpe 22 in der Normal- beziehungsweise Umkehrrichtung oder in Schritten gedreht. Daher wird das Hebeelement mit dem Flügel 14 gedreht, so daß die Steuerwelle 59 in der Normal- beziehungsweise Umkehrrichtung gedreht wird. Folglich wird ein Schwingen des Scheibengehäuses 48 bewirkt.

Dies bewirkt, daß eine Mitte Y einer kreisförmigen Scheibe 49 zentrisch beziehungsweise exzentrisch bezüglich einer Achsialmitte einer Antriebsachse 40 wird, so daß eine relative Winkelgeschwindigkeit zu jeder Nockenwelle 41 geändert wird. Dies bewirkt die Entstehung einer Drehphasendifferenz. Folglich kann der Öffnungs- und Schließzeitpunkt des Einlaßventils 45 gemäß dem Motorantriebszustand in der Voreilwinkel- beziehungsweise Nachteilwinkelrichtung gesteuert werden.

So kann die gleiche Wirkung beziehungsweise können die gleichen Vorteile wie beim ersten bevorzugten Ausführungsbeispiel erreicht werden.

Eine Exzentrizität zwischen einer Achsialmitte 22 der Steuerwelle 59 und einer Achsialmitte 21 des Rotors 17 des hydraulischen Aktuators 62 kann beliebig festgelegt werden. Daher kann ein Freiheitsgrad bei der Gestaltung eines hydraulischen Aktuators 62 verbessert werden.

Fig. 7 zeigt ein drittes bevorzugtes Ausführungsbeispiel der Steuervorrichtung für die erfindungsgemäße variabel betätigte Motorventilvorrichtung.

Der Phasenwandler 3 und die Ölpumpe 22 sind die gleichen wie beim zweiten Ausführungsbeispiel. Beim dritten Ausführungsbeispiel ist der hydraulische Aktuator 70 der Betätigungsvorrichtung 58 von einem Hydraulikzylindertyp.

Genauer umfaßt der hydraulische Aktuator 70: ein Zylindergehäuse 71, welches am anderen Ende der Steuerwelle 59 angeordnet ist und sich längs einer Richtung zu einer Achse (das heißt, Kolbenstange) eines Kolbens 74A erstreckt, wobei der Kolben 74 gleitfähig untergebracht ist und ein Innenraum des Zylinders 71 in eine erste Hydraulikölkammer 72 und eine zweite Hydraulikölkammer 73 unterteilt wird und die Kolbenstange 74A einen Außenumfang aufweist und mit einer Mitte des Kolbens 74 verbunden ist.

Die Kolbenstange 74A weist ein freies Ende 74b auf, durch welches hindurch jedes Ende des Zylindergehäuses 71 verläuft und welches mit einer zungenförmigen Steuerplatte 75 verbunden ist, die an einer Spitze der Steuerwelle 59 befestigt ist.

Als ein viertes Ausführungsbeispiel ist die vorliegende Erfindung anwendbar auf einen Hebevorrichtungstyp der variabel betätigten Motorventilsteuervorrichtung, offenbart in Fig. 4, 5 und 6 der japanischen Offenlegungsschrift Nr. Heisei 11-117719, veröffentlicht am 27. April 1999. Die Drehung des Flügeltyps wird beispielsweise im zweiten bevorzugten Ausführungsbeispiel verwendet.

Fig. 8, 9A und 9B zeigen ein fünftes Ausführungsbeispiel der Steuervorrichtung.

Eine einfach-Hydraulikprüfvorrichtung 80 zum Prüfen des Arbeitsöflusses innerhalb der beiden Hydraulikkanäle

20 und 21 in Übereinstimmung mit einem Ablassdruck der Ölpumpe 22 ist auf halbem Weg durch einen Kanal zwischen einem ersten Hydraulikkanal 20 und einem zweiten Hydraulikkanal 21 zwischengeschaltet. Die weitere Struktur des fünften Ausführungsbeispiels ist generell die gleiche wie bereits beim ersten Ausführungsbeispiel beschrieben.

Der erste und der zweite Hydraulikkanal 20 und 21 sind durch den Phasenwandler 3 geteilt, wobei jedes Ende 20a und 21a, welche sich auf dem Phasenwandler 3 befinden, unabhängig ausgebildet ist, jedoch jedes Ende der Kanäle 20 und 21, welches sich an der Ölpumpe 22 befindet, mit zwei Zweigkanälen 20b, 20c, 21b und 21c ausgebildet ist.

Die Hydraulikprüfvorrichtung 80 umfaßt: einen zylindrischen Ventilkörper 81, welcher innerhalb eines Haltelochs eingebaut ist, das innerhalb eines Hauptkörpers des Motors ausgebildet ist; und ein Schieberventil 83, welches gleitfähig in der Achsialrichtung davon angeordnet ist.

Der Ventilkörper 81 ist ausgestattet mit Verschlüssen 84 und 85 eines Schraubentyps zum Schließen des entsprechenden Endes davon, welche in Achsialrichtung in offene Enden des Ventilkörpers 81 geschraubt werden, wie in Fig. 9A dargestellt.

Arbeitsölaufuhr- und Ablassöffnungen 86a und 87a zum Verbinden eines Ventillochs mit jedem Ende 20a und 21a an einer oberen Seite einer Umfangswand des Ventilkörpers 80, betrachtet in Fig. 8A ist in Durchdringung vorgesehen in einem vorbestimmten Abstand in der Achsialrichtung des Ventilkörpers 81. Hingegen sind Arbeitsölaufuhr- und Ablassöffnungen 86b und 87b zum Verbinden jedes Zweigkanals 20b und 21b mit einem Ventilloch 82 in Durchdringung vorgesehen an einer gegenüberliegenden Umfangswand des Ventilkörpers 80. Drucksignallöcher 88 und 89 sind in Durchdringung vorgesehen an beiden Enden der Umfangswand zum Verbinden des einen Zweigkanals 24b und 21b mit dem Ventilloch 82. Drucksignallöcher 88 und 89 sind in Durchdringung vorgesehen zum Verbinden der anderen Zweigkanäle 20c und 21c mit den Ventillöchern 82, welche durch beide Enden der Umfangswand hindurch verlaufen. Ferner sind Vertiefungen 90a, 90b, 90c und 90d auf einer Außenumfangsfläche des Ventillochs 82 ausgebildet, wo sich jeweilige offene Enden sowohl des Arbeitsölaufuhr- als auch des Ablasslochs 86a und 86b und 87a und 87b befinden. Vertiefungen 90e und 90f sind auf einer Innenumfangsfläche des Ventillochs 82 ausgebildet, wo jedes offene Ende von Drucksignallöchern 88 und 89 angeordnet ist.

Außerdem dichtet jeder Verschuß 84 und 85 das entsprechende Ventilloch 82 über einen entsprechenden Dichtungsring 91 und 91 hermetisch ab.

Druckaufnahmekammern 84a und 85a sind im Inneren des Ventillochs 82 ausgebildet.

Fig. 9B, 10, 11 und 12 zeigen die Struktur des Schieberventils 83.

Das Schieberventil 83 ist generell aus einer länglichen Stangenform. Zwei Kanalvertiefungen 93 und 94 sind getrennt längs einer Achsialrichtung innerhalb eines Innenraums beider Seiten eines Mittenstegabschnitts 92 ausgebildet.

Ein Paar aus einem linken und einem rechten Verbindungsloch 96a und 96b zum richtigen Verbinden des einen Arbeitsölaufuhr- und Ablasslochs 86a mit dem anderen einen Arbeitsölaufuhr- und Ablassloch 86b auf einer Seite des Stegabschnitts 92 und ein anderes Paar aus einem rechten und einem linken Verbindungsloch 96a und 96b zum richtigen Verbinden des einen Arbeitsölaufuhr- und Ablasslochs 87a mit dem anderen einen Arbeitsölaufuhr- und Ablassloch 87b sind jeweils in Durchdringung vorgesehen in einer Radialrichtung in vorbestimmten Abständen.

Außerdem sind Ventilkörper 97 und 98 zum Öffnen und

Schließen jeweiliger einen Arbeitsölaufuhr- und Ablasslocher 86a und 87a und 86b und 87b zwischen den jeweiligen Verbindungslochern 95a, 95b, 96a und 96b angebracht. Ventilkörper 99 und 100 sind einstückig angebracht, um jeweilige Drucksignallöcher 88 und 89 an beiden Enden des Ventilkörpers 80 zu öffnen beziehungsweise zu schließen. Blindverschlüsse 101 und 102 sind unter Druck befestigt mit Druckaufnahmeflächen 101a und 102a, welche eine Signalhydraulik aufnehmen, auf jeder Außenfläche an Öffnungen an beiden Enden des Schieberventils 83. Es sei darauf hingewiesen, daß, wie in Fig. 10 typisch dargestellt, ein Paar von Federn 103 und 104 an jeweiligen Enden mit einer Vorspannkraft zum Vorspannen des Stegabschnitts 92, das heißt, das Schieberventil 83 an einer neutralen Position, vorgesehen ist.

Beim fünften Ausführungsbeispiel stoppt die Ölpumpe 22 während des Motorstops und die Zufuhr des Arbeitsöl zu jedem Hydraulikkanal 20 und 21, beziehungsweise das Ablassen davon von jedem Hydraulikkanal 20 und 21 wird durchgeführt. Gleichzeitig wird das Schieberventil 83 an einer neutralen Position infolge der Federkraft der beiden Federn 103 und 104 gehalten, wie in Fig. 8 und 10 dargestellt.

Jedes Arbeitsölaufuhr- und -ablassloch 86a und 87a wird durch beide Ventilkörper 97 und 98 geschlossen, so daß eine Verbindung jeder Voreilwinkelseiten-Ölkammer 15 und Nacheilwinkelseiten-Ölkammer 16 mit der Ölpumpe 22 zuverlässig unterbrochen wird.

Wenn der Motor gestartet wird, bewirkt die durch die Ventilsfeder des Motorventils ausgeübte Federkraft die Entstehung eines Drehmoments an der Nockenwelle 2. Dies bewirkt, daß der Flügel 14 bedingt, eine Drehung entweder in der Normal- oder in der Umkehrrichtung ausführt.

Jedoch kann, da jede Arbeitsölkammer 15 beziehungsweise 16 sich noch in einem dicht geschlossenen Zustand befindet, die Drehung des Flügels 14 in der Normal- beziehungsweise Umkehrrichtung in dieser Situation begrenzt werden.

Als nächstes führt der Motor 34, wenn der Motor in den Bereich niedriger Drehzahl und niedriger Last des Motors gebracht wird, eine Pumpwirkung bei umgekehrter Ölpumpe 22 durch. Wenn die Hydraulik (Arbeitsöl) dem zweiten Hydraulikkanal 21 zugeführt wird, strömt ein Teil des Arbeitsöls in die Druckaufnahmekammer 85a über das Drucksignalloch 89 von dem Zweigkanal 21c, wie durch eine Teilmarkierung von Fig. 11 angezeigt, so daß der Arbeitsöldruck auf die Druckaufnahmefläche 102a wirkt. Daher gleitet das Schieberventil 83 in der Rechtsrichtung entgegen der Federkraft, welche durch die Feder 103 ausgeübt wird, wie in Fig. 11 angezeigt, so daß der Ventilkörper 98 in der Rechtsrichtung verschoben wird, um die Arbeitsölaufuhr- und Ablasslöcher 86a, 86b, 87a und 87b zu öffnen. Daher wird das Arbeitsöl innerhalb jeder Voreilwinkel-Ölkammer 15 in die Ölpumpe 22 über jedes Arbeitsölaufuhr- und Ablassloch 86a und 86b, die Kanalvertiefung 93 und das Verbindungsloch 95a gesaugt. Zu dem Zeitpunkt, zu welchem der Innenraum jeder Voreilwinkelseiten-Arbeitsölkammer 15 einen niedrigen Druck liefert, strömt das Paar des Arbeitsöls innerhalb des zweiten Hydraulikkansals 21 in das Ende 21a (siehe Fig. 8) von dem Zweigkanal 21b über das Arbeitsölaufuhr- und Ablassloch 87b, das Verbindungsloch 96a, die Kanalvertiefung 94 und das Arbeitsölaufuhr- und Ablassloch 87a, so daß jede Nacheilwinkelseiten-Ölkammer 16 einen hohen Druck liefert. Folglich wird der Flügel 14 entgegen dem Uhrzeigersinn gedreht, so daß die Drehphase S in die Nacheilwinkelseite umgewandelt wird.

Hingegen wird, wenn der Motor in den Bereich hoher Drehzahl und hoher Last gebracht wird, die Ölpumpe 22 über den Motor 34 in der gleichen Weise wie beim ersten

Ausführungsbeispiel positiv gedreht, und das in den ersten Hydraulikkanal 20 gesaugte Arbeitsöl strömt in die Zweigkanäle 20b und 20c, wie durch die Pfeilmarkierung in Fig. 12 angezeigt. Das Arbeitsöl innerhalb des Zweigkanals 20c strömt in die Druckaufnahmekammer 84a von dem Drucksignalloch 88, so daß ein Druck auf die Druckaufnahmefläche 101a ausgeübt wird.

So gleitet das Schieberventil 83 in der Linksrichtung, wie in Fig. 12 dargestellt, entgegen der Vorspannkraft der Feder 104, so daß der Ventilkörper 97 die einen Arbeitsölaufuhr- und Abblöcher 86a, 86b, 87a und 87b öffnet.

Daher wird das Arbeitsöl innerhalb jeder Nacheilwinkel-seiten-Ölkammer 17 in die Ölpumpe 22 über jedes Arbeitsölaufuhr- und Abblöcher 87a, 87b, die Kanalvertiefung 94 und das Verbindungsloch 96a gesaugt. Zur gleichen Zeit, zu welcher der Innenraum jeder Nacheilwinkel-seiten-Ölkammer 16 den niedrigen Druck aufweist, strömt ein Teil des Arbeitsöls innerhalb des ersten Hydraulikkanals 21 in das Ende 20a von dem Zweigkanal über das Arbeitsölaufuhr- und Abblöcher 86b, das Verbindungsloch 95a, die Kanalvertiefung 93 und das Arbeitsölaufuhr- und Abblöcher 86a, so daß der Innenraum jeder Voreilwinkel-seiten-Ölkammer 15 einen hohen Druck aufweist. Daher wird der Flügel 14 im Uhrzeigersinn gedreht, und die Drehphase S wird in die Voreilwinkel-seite umgewandelt.

Folglich kann die Steuervorrichtung für die variabel betätigte Motorventilvorrichtung beim fünften Ausführungsbeispiel die gleichen Wirkungsweisen und Vorteile wie die beim fünften Ausführungsbeispiel beschrieben erreichen.

Insbesondere unmittelbar nach Starten des Motors wird das Schieberventil 83 an der neutralen Position gehalten, und der Fluß des Arbeitsöls mit jeder Ölkammer 15 und 16 wird blockiert. Daher tritt eine unbeabsichtigte Drehung der Ölpumpe 22 nicht auf, und eine zu verbessernde Last im Motor 34 während des Motorstarts kann verringert werden.

Daher ist es möglich, die Größe und Leistungsfähigkeit des Motors 34 ausreichend zu verringern, so daß die Leistungsaufnahme und das Gewicht verringert werden können.

Wie oben beschrieben, kann, da eine Übertragung eines Wechseldrehmoments von der Nockenwelle 2 blockiert werden kann, eine Genauigkeit einer Steuerung zur Verringerung des Flügels 14 in der Normal- beziehungsweise Umkehrrichtung mit der Ölpumpe 22 erhöht werden, und eine Ventilsteuerung kann stabilisiert werden.

Ferner kann das einzige Schieberventil 83 einen Schaltungsvorgang durchführen, um die beiden Hydraulikkanäle 20 und 21 zu unterbrechen. Daher können eine Verringerung der Anzahl von Bauteilen und eine Gestaltung mit geringen Abmessungen (Miniaturisierung) der gesamten Steuervorrichtung erhalten werden. Außerdem können die Herstellungskosten gesenkt werden.

Eine Entstehung einer Verzögerung bei der Öffnungs- und Schließbetätigung in den beiden Hydraulikkanälen 20 und 21 kann verhindert werden. Eine hochgenaue Öffnungs- und Schließ-Zeitpunktsteuerung kann somit erreicht werden.

Da die Hydraulikprüfvorrichtung 80 selbst nicht elektrisch gesteuert wird, sondern die gegenwärtig verfügbare Hydraulik verwendet, ist eine Betätigungsansprech-Charakteristik hoch, und ein hoher Anstieg der Herstellungskosten kann unterdrückt werden.

Fig. 13 zeigt ein sechstes bevorzugtes Ausführungsbeispiel der Steuervorrichtung für eine erfindungsgemäße variabel betätigte Motorventilvorrichtung.

In Fig. 13 ist die Hydraulikprüfvorrichtung 80 in zwei für den entsprechenden des ersten und des zweiten Hydraulikkanals 20 und 21 geteilt.

Die Enden des ersten und des zweiten Hydraulikkanals 20 und 21, welche hin zur Ölpumpe 22 angeordnet sind, verzweigen sich in drei Zweigkanäle 20b, 20c, 21b, 21c beziehungsweise 21d.

Sowohl die erste Hydraulikprüfvorrichtung 80 als auch die zweite Hydraulikprüfvorrichtung 80 umfassen den Ventilkörper 81 und 81, welcher eine geringe Länge aufweist, und das Schieberventil 83 und 83, welches innerhalb des entsprechenden Ventilkörpers 81 und 81 gleitfähig angebracht ist.

Die offenen Enden jedes Ventilkörpers 81 und 81 sind mit Verschlüssen 84 und 85 umschlossen. Die Arbeitsölaufuhr- und Abblöcher 86a und 87a sind an oberen Enden der jeweiligen Umfangswände der Ventilkörper 81 und 81 ausgebildet, wie in Fig. 13 zu sehen.

Die gegenüberliegenden Arbeitsölaufuhr- und Abblöcher 86b und 87b, welche an unteren Enden der jeweiligen Umfangswände der Ventilkörper 81 und 81, betrachtet in Fig. 13, ausgebildet sind, sind mit Zweigkanälen 20b und 21b verbunden. Druckaufnahmekammern 84a und 85a sind an beiden Enden jedes Ventillochs 82 ausgebildet.

Die Druckaufnahmekammern 84a und 85a sind mit den entsprechenden Zweigkanälen 20c, 21c, 20d und 21d über jeweils entsprechende Drucksignallöcher 88 und 89 ausgebildet.

Jedes Schieberventil 83 und 83 ist mit dem entsprechenden Ventilkörper 97 und 98 ausgebildet, welcher sich in der Mittenposition des entsprechenden Schieberventils 83 befindet, um die Arbeitsölaufuhr- und Abblöcher 86a, 86b, 87a und 87b relativ zu verbinden beziehungsweise zu unterbrechen. Die Verbindungslocher 95a und 96a sind jeweils auf beiden Seiten der jeweiligen Ventilkörper 97 und 98 ausgebildet. Außerdem wird jedes der Schieberventile 83 und 83 an der neutralen Position mit jedem Paar von Federn 103 und 104 und 103 und 104 gehalten, welche an beiden Enden des entsprechenden Schieberventils 83 angeordnet sind.

Beim sechsten Ausführungsbeispiel bewirkt, wenn der Motorantriebszustand sich an einem Zeitpunkt unmittelbar nach dem Motorstart ausgehend von einem Zeitpunkt befindet, an welchem der Motor stoppt und die Hydraulik (Arbeitsöl) nicht zugeführt wird, die Federkraft jeder Feder 103 und 104 und 103 und 104, daß das entsprechende Schieberventil 83 und 83 an der neutralen Position gehalten wird, wie in Fig. 13 dargestellt.

Da jeder Ventilkörper 97 und 98 beide Arbeitsölaufuhr- und Abblöcher 86a und 87a schließt, wird der Fluß des Arbeitsöls von jeder Ölkammer 15 und 16 in die Ölpumpe 22, bewirkt durch das Wechseldrehmoment auf die Nockenwelle 2, blockiert. Daher wird die Entstehung einer auf den Motor 34 wirkenden Last diesmal verhindert.

Wenn der Motorantriebszustand in den Bereich niedriger Drehzahl und niedriger Last gelangt, wird die Ölpumpe 22 zusammen mit der Umkehrdrehung des Motors 34 betrieben. Wie durch die Pfeilmarkierungen in Fig. 14 angezeigt, strömt das Arbeitsöl in beide Druckaufnahmekammern 85a und 85a, welche sich auf linken Seiten der Schieberventile 83 und 83 in der Rechtsrichtung entgegen der Vorspannkraft der gegenüberliegenden Feder 103 und 103 befinden. Dies bewirkt, daß jeder Ventilkörper 97 und 98 jedes Arbeitsölaufuhr- und Abblöcher 86a und 86b und 87b und 87b gleichzeitig miteinander verbindet, so daß, während das Arbeitsöl innerhalb jeder Voreilwinkel-seiten-Ölkammer 15 in die Ölpumpe 22 gesaugt wird, das von der Ölpumpe 22 abgelassene Arbeitsöl jeder Nacheilwinkel-seiten-Ölkammer 16 zugeführt wird. So wird der Flügel 14 in der Einfachrichtung gedreht, und die Drehphase S der Nockenwelle 2 wird zur Nacheilwinkel-seite umgewandelt.

Außerdem wird, wenn der Motor in den Bereich hoher

Drehzahl und niedriger Last kommt, die Drehung des Motors 34 in der Normalrichtung geschaltet, und die Ölpumpe 22 wird in der positiven Richtung gedreht.

Wie aus Fig. 15 ersichtlich, gleitet jedes Schieberventil 83 und 83 in der Linksrichtung, betrachtet in Fig. 15, gemäß einer hohen Hydraulik innerhalb jeder Druckaufnahme fläche 84a und 84a, so daß jedes Arbeitsölaufuhr- und Abflußloch 86a, 86b und 87a und 87b per se gleichzeitig verbunden wird. Daher wird das Arbeitsöl innerhalb jeder Nacheilwinkelseiten-Ölkammer 16 in die Ölpumpe 22 gesaugt, wie durch die in Fig. 15 dargestellten Pfeilmarkierungen angezeigt. Hingegen wird das von der Ölpumpe 22 abgelassene Arbeitsöl innerhalb jeder Voreilwinkelseiten-Ölkammer 15 über den ersten Hydraulikkanal 20 geliefert. Daher wird der Flügel 14 in der Umkehrrichtung gedreht, so daß die Drehphase der Nockenwelle 2 zur Voreilwinkelseite umgewandelt wird.

Beim sechsten Ausführungsbeispiel kann in der gleichen Weise, wie beim fünften Ausführungsbeispiel jede Hydraulikprüfvorrichtung 80 und 80, die auf den Motor 34 während des Motorstarts wirkende Last verringern. Daher kann der Motor 34 klein ausgeführt werden. Da die Hydraulikprüfvorrichtung in die erste und die erste und die zweite Hydraulikprüfvorrichtung 80 und 80 unterteilt ist, kann der Freiheitsgrad bei der Gestaltung des Motors verbessert werden. Außerdem kann die Länge des Ventilkörpers 81 und 81 verkürzt werden, und eine Arbeitsgenauigkeit kann erhöht werden.

Zusammenfassend betrifft die vorliegende Erfindung eine Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors ist, bei welcher ein Phasenwandler angeordnet, um eine Verschiebung und/oder einen Öffnungs- und Schließzeitpunkt eines Motorventils variabel zu steuern; eine Ölpumpe liefert eine Hydraulik zum Betätigen des Phasenwandlers, ein Umkehrmotor eines Gleichstromtyps ist angeordnet, um die Ölpumpe antreibend zu drehen, und eine Steuervorrichtung ist angeordnet, um einen Steuerstrom an den Umkehrmotor gemäß einem Motorantriebszustand auszugeben, wobei die Steuervorrichtung eine Drehrichtung der Ölpumpe über den Umkehrmotor mindestens dann steuert, wenn ein Betrieb des Phasenwandlers geschaltet wird.

Der gesamte Inhalt der japanischen Patentanmeldungen Nr. 2000-8530 (eingereicht in Japan am 18. Januar 2000), Nr. 2000-234507 (eingereicht in Japan am 20. September 2000), sind hierin durch Verweis enthalten. Obwohl die Erfindung oben unter Bezugnahme auf bestimmte Ausführungsbeispiele der Erfindung beschrieben wurde, ist die Erfindung nicht auf die oben beschriebenen Ausführungsbeispiele beschränkt. Abwandlungen und Änderungen der oben beschriebenen Ausführungsbeispiele sind Fachleuten auf diesem Gebiet im Lichte der obigen Offenbarung offensichtlich.

Beispielsweise ist es möglich, die Steuervorrichtung für die variabel betätigte Ventilvorrichtung, das heißt, den Phasenwandler und den Aktuator zum Betätigen des Phasenwandlers in Übereinstimmung mit einer Spezifikation des Motors abzuwandeln.

Der Umfang der Erfindung ist unter Bezugnahme auf die folgenden Ansprüche definiert.

Patentansprüche

1. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors, umfassend:
einen Phasenwandler zum variablen Steuern einer Verschiebung und/oder eines Öffnungs- und Schließzeit-

punkts eines Motorventils;
eine Ölpumpe zum Liefern einer Hydraulik zum Betätigen des Phasenwandlers;
einen Umkehrmotor zum antreibenden Drehen der Ölpumpe; und
eine Steuervorrichtung zum Ausgeben eines Steuerstroms an den Umkehrmotor gemäß einem Motorantriebszustand, wobei die Steuervorrichtung eine Drehrichtung der Ölpumpe über den Umkehrmotor mindestens dann steuert, wenn ein Betrieb des Phasenwandlers geschaltet wird.

2. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors nach Anspruch 1, wobei der Umkehrmotor ein Gleichstrommotor ist.

3. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors nach Anspruch 1, wobei der Phasenwandler umfaßt: ein Hohlkettenrad, welches mit einer Drehung einer Motorkurbelwelle zu synchronisieren ist; einen Flügel, welcher an einem freien Ende einer Nockenwelle befestigt und drehbar in einem Gehäuse des Kettenrads untergebracht ist; ein Paar von Voreilwinkelseiten- und Nacheilwinkelseiten-Ölkammern, wobei jedes Paar davon innerhalb des Gehäuses des Kettenrads ausgebildet und mit dem Flügel und einem Paar von einander gegenüberliegenden Trennwänden angeordnet ist, welche innerhalb des Gehäuses des Kettenrads ausgebildet sind; und einen Hydraulikkreis zum selektiven Liefern der Hydraulik von der Ölpumpe zu jedem Paar der Voreilwinkelseiten- und Nacheilwinkelseiten-Ölkammern, um einen Drehabschnitt des Flügels zu steuern.

4. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors nach Anspruch 3, wobei der Flügel einen zylindrischen Rotor umfaßt, welcher an einer Mitte des Gehäuses des Kettenrads angeordnet und am freien Ende der Nockenwelle befestigt ist, und ein Paar von Schaufeln, welche sich ausgehend vom zylindrischen Rotor hin zu einer Innenumfangswand des Gehäuses des Kettenrads erstrecken, um jedes Paar der Ölkammern mit den Trennwänden zu trennen.

5. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors nach Anspruch 4, wobei der Hydraulikkreis umfaßt: einen ersten Hydraulikkanal zum Liefern beziehungsweise Ablassen der Hydraulik zum Paar von Voreilwinkelseiten-Ölkammern; die Ölpumpe zum selektiven Liefern der Hydraulik zu jedem des Paares der ersten und zweiten Hydraulikkanaäle; einen Verbindungskanal zum Verbinden mit jedem des ersten und des zweiten Hydraulikkanaals; einen Hilfshydraulikzufuhrkanal mit einem Stromabwärtsende, welches mit dem Verbindungskanal verbunden ist, und einem Stromaufwärtsende, welches mit einem Vorratstank verbunden ist, und einem Paar von Prüfventilen, welche innerhalb von Teilen des Verbindungskanals angebracht sind, wobei das Stromabwärtsende des Hilfshydraulikkanals sich in Sandwich-Anordnung befindet, wenn der Hilfshydraulikzufuhrkanal ein Eintreten der Hydraulik lediglich in einer Richtung zu jedem des ersten und zweiten Hydraulikkanaals ermöglicht.

6. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors nach Anspruch 5, wobei die Ölpumpe eine Pumpenachse umfaßt, welche mit einer Ausgangsachse des Umkehrmotors verbunden ist.

7. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motor-

ventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors nach Anspruch 6, ferner umfassend einen Zeitsensor zum Erfassen einer Drehphase der Nockenwelle, und die Steuervorrichtung gibt ein Steuerphasensignal an einen Treiber aus, um den Motor auf der Grundlage des Drehphasensignals von dem Zeitsensor und eines Motorantriebszustands zu drehen.

8. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors nach Anspruch 1, wobei der Phasenwandler umfaßt: eine Hohltriebsachse; eine Nockenwelle, welche ko-axial an einem Außenumfang der Antriebsachse angeordnet ist; und eine Steuervorrichtung zum Ermöglichen einer Änderung einer Drehphase zwischen der Antriebsachse und der Nockenwelle, wobei auf einem Außenumfang der Nockenwelle eine Nocke pro Zylinder vorgesehen ist.

9. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors nach Anspruch 8, wobei die Steuervorrichtung umfaßt: einen ersten und einen zweiten Flange-Abschnitt; eine im wesentlichen ringförmige Scheibengehäuseanordnung, welche zwischen den beiden ersten und zweiten Flange-Abschnitten angeordnet ist; eine ringförmige Scheibe, welche drehbar innerhalb eines Innenumfangs des Scheibengehäuses untergebracht ist; und Eingriffsstifte mit Enden, welche drehbar an einer Radialposition der ringförmigen Scheibe längs einer Achsialrichtung der Nockenwelle befestigt sind und Spitzen davon, welche sich in Gleiteingriff mit U-förmigen Eingriffsvertiefungen der jeweiligen Flange-Abschnitte befinden.

10. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors nach Anspruch 9, wobei die Scheibengehäuseanordnung umfaßt: einen ersten Nabenabschnitt, welcher an einem Ende davon ausgebildet ist; eine Spindel, welche in ein Tragloch eingesetzt ist, welches auf dem Nabenabschnitt ausgebildet ist, um ein Schwenken des anderen Endes davon zu ermöglichen, wobei die Spindel als Drehachse dient; und eine Exzenternocke an einem zweiten Nabenabschnitt der Scheibengehäuseanordnung zum Ermöglichen des Schwenkens des anderen Endes davon zusammen mit einer Drehbewegung der Exzenternocke, wobei die Exzenternocke an einer Steuerwelle einer Betätigungsvorrichtung befestigt ist.

11. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors nach Anspruch 10, wobei die Betätigungsvorrichtung umfaßt: die Steuerwelle, welche parallel zur Nockenwelle angeordnet ist; und einen hydraulischen Aktuator, welcher mit einem Ende der Steuerwelle über eine Verbindungsvorrichtung verbunden ist.

12. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors nach Anspruch 11, wobei die Verbindungsvorrichtung umfaßt: einen ersten Verbindungsarm, welcher in Radialrichtung ausgehend von dem einen Ende der Steuerwelle vorsteht; einen zweiten Verbindungsarm, welcher in Radialrichtung ausgehend von einem Ende einer Antriebsachse des hydraulischen Aktuators vorsteht; und einen dritten Verbindungsarm zum Verbinden jeder Spitze des ersten und des zweiten Verbindungsarms, so daß eine Achsialmitte des hydraulischen Aktuators exzentrisch zur Achsialmitte der Steuerwelle ist.

13. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors nach

Anspruch 12, wobei der hydraulische Aktuator umfaßt: einen Zylinder, welcher längs einer Vertikalrichtung zur Achse der Steuerwelle angeordnet ist; einen Kolben, welcher innerhalb des Zylinders untergebracht ist und eine Kolbenstange zum Trennen eines Innenraums des Gehäuses in eine erste und eine zweite Ölkammer umfaßt, wobei der Flügel einen zylindrischen Rotor umfaßt, welcher an einer Mitte des Gehäuses des Kettenrads angeordnet und am freien Ende der Nockenwelle befestigt ist, und ein Paar von Blättern, welche sich ausgehend vom zylindrischen Rotor hin zu einer Innenumfangswand des Gehäuses des Kettenrads erstrecken, um jedes Paar der Ölkammern mit den Trennwänden zu trennen, und wobei der hydraulische Kreis umfaßt: einen ersten Hydraulikkanal zum Zuführen beziehungsweise Ablassen der Hydraulik zu dem Paar von Voreilwinkelseiten-Ölkammern; die Ölpumpe zum selektiven Liefern der Hydraulik an jedes des Paares des ersten und zweiten Hydraulikkansals; einen Verbindungskanal zum Verbinden mit jedem des ersten und zweiten Hydraulikkansals; einen Hilfshydraulikzufuhrkanal mit einem Stromabwärtsende, welches mit dem Verbindungskanal verbunden ist, und einem Stromaufwärtsende, welches mit einem Vorratstank verbunden ist; und ein Paar von Prüfventilen, welche innerhalb von Teilen des Verbindungskansals angebracht sind, wobei das Stromabwärtsende des Hilfshydraulikkansals sich in Sandwich-Anordnung befindet, wenn der Hilfshydraulikzufuhrkanal ein Eintreten der Hydraulik lediglich in einer Richtung zu jedem des ersten und zweiten Hydraulikkansals ermöglicht.

14. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors nach Anspruch 12, wobei der hydraulische Aktuator umfaßt: einen Flügel, welcher an einem freien Ende einer Nockenwelle befestigt und drehbar in einem Gehäuse davon untergebracht ist; ein Paar von Voreilwinkelseiten- und Nacheilwinkelseiten-Ölkammern, wobei jedes Paar davon innerhalb des Gehäuses des Flügels ausgebildet und mit dem Flügel und einem Paar von einander gegenüberliegenden Trennwänden angeordnet ist, welche innerhalb des Gehäuses ausgebildet sind; und ein Hydraulikkreis zum selektiven Zuführen der Hydraulik der Ölpumpe zu jedem Paar der Voreilwinkelseiten- und Nacheilwinkelseiten-Kammer, um einen Drehabschnitt des Flügels zu steuern.

15. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors nach Anspruch 5, ferner umfassend eine Hydraulikprüfvorrichtung, welche zwischen den beiden ersten und zweiten Hydraulikkansalen angeordnet ist, um einen Arbeitsölfluß durch jeden des ersten und zweiten Hydraulikkansals in Übereinstimmung mit einem Ablaßdruck des Arbeitsöls durch die Ölpumpe zu prüfen.

16. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors nach Anspruch 15, wobei die Hydraulikprüfvorrichtung einen zylindrischen Ventilkörper und ein Schieberventil umfaßt, welches gleitfähig innerhalb des zylindrischen Ventillochs des Ventilkörpers angebracht ist, wobei der Ventilkörper eine Vielzahl von Hydraulikzufuhr- und Ablaßlöchern zum Verbinden der Ölpumpe mit den jeweiligen Voreil- und Nacheilwinkelseiten-Ölkammern umfaßt, und das Schieberventil in Gleitbewegung versetzt wird, um die jeweiligen Hydraulikzufuhr- und Ablaßlöcher in Übereinstimmung mit der Hydraulik zu öffnen beziehungsweise zu schließen, welche entweder von dem ersten oder dem zweiten Hydraulikkanal zu

und von beiden Paaren der Voreil- und Nacheilwinkel-seiten-Ölkammern geliefert wird.

kanal umfaßt.

Hierzu 13 Seite(n) Zeichnungen

17. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors nach Anspruch 16, wobei der Ventilkörper umfaßt: Verschlüsse zum Umschließen jedes Achsialendes des Ventillochs; ein Paar von ersten Hydraulikzufuhr- und Abblöchern, welche durch einen ersten Außenumfang des Ventilkörpers hindurch in einem vorbestimmten Abstand in der Achsialrichtung des Ventillochs verlaufen, um das Ventilloch mit einem entsprechenden Ende jedes der ersten und zweiten Hydraulikkanäle zu verbinden, die hin zum Phasenwandler angeordnet sind; ein Paar von zweiten Hydraulikzufuhr- und Abblöchern, welche durch einen zweiten Außenumfang des Ventilkörpers hindurch in einem weiteren vorbestimmten Abstand verlaufen, um das Ventilloch mit einem entsprechenden Zweigkanal jedes der ersten und zweiten Hydraulikkanäle zu verbinden, die hin zur Ölpumpe angeordnet sind; ein Drucksignalisierungsloch, welches durch ein entsprechendes Ende des Ventilkörpers hindurch verläuft, um das Ventilloch mit einem anderen entsprechenden Zweigkanal jedes der ersten und zweiten Hydraulikkanäle zu verbinden; eine Vielzahl von Vertiefungen, welche an jedem Abschnitt der Umfangsflächen des Ventilkörpers ausgebildet sind, der gegen die ersten und zweiten Hydraulikzufuhr- und Abblöcher und Drucksignalisierungslöcher weist, wobei das Schieberventil umfaßt: einen Mittelstegabschnitt; ein Paar von Kanalvertiefungen, welche getrennt längs einer Achsialrichtung des Schieberventils ausgebildet sind, wobei der Landabschnitt sich in Sandwich-Anordnung befindet; ein Paar von ersten Verbindungslöchern, welche in Radialrichtung durch eine Seite des Stegabschnitts durchgehend vorgesehen sind, um eines der ersten Hydraulikzufuhr- und Abblöcher mit einem der zweiten Hydraulikzufuhr- und Abblöcher zu verbinden; ein Paar von zweiten Verbindungslöchern, welche in Radialrichtung durch die andere Seite des Stegabschnitts durchgehend vorgesehen sind, um das andere der ersten Hydraulikzufuhr- und Abblöcher mit dem anderen der zweiten Hydraulikzufuhr- und Abblöcher zu verbinden; ein Paar von Schieberventilkörpern, welche zwischen dem Paar von Verbindungslöchern angeordnet sind, um jedes der Paare der ersten und zweiten Hydraulikzufuhr- und Abblöcher jeweils zu öffnen beziehungsweise zu schließen; ein Paar von anderen Schieberventilkörpern, welche einstückig an jedem Ende der Schieberventile vorgesehen sind, um ein Drucksignalisierungsloch zu öffnen beziehungsweise zu schließen; und ein Paar von Blindverschlüssen, welche Druckaufnahmeflächen umfassen, die an den jeweiligen Öffnungen des Schieberventils angebracht sind, um ein Signal des Arbeitsöls im entsprechenden einen der ersten und zweiten Hydraulikkanäle aufzunehmen; und ein Paar von Federn, welche an den entsprechenden Enden des Schieberventils und den Verschlüssen angebracht sind, deren Federkräfte bewirken, daß das Schieberventil an einer neutralen Position gehalten wird.

18. Steuervorrichtung für eine variabel betätigte Motorventilvorrichtung eines Verbrennungsmotors nach Anspruch 16, wobei die Hydraulikprüfvorrichtung eine erste Hydraulikprüfvorrichtung für den ersten Hydraulikzufuhr- und Abblöcher und eine zweite Hydraulikprüfvorrichtung mit der gleichen Struktur wie die erste Hydraulikprüfvorrichtung für den zweiten Hydraulik-

- Leerseite -

FIG.1A

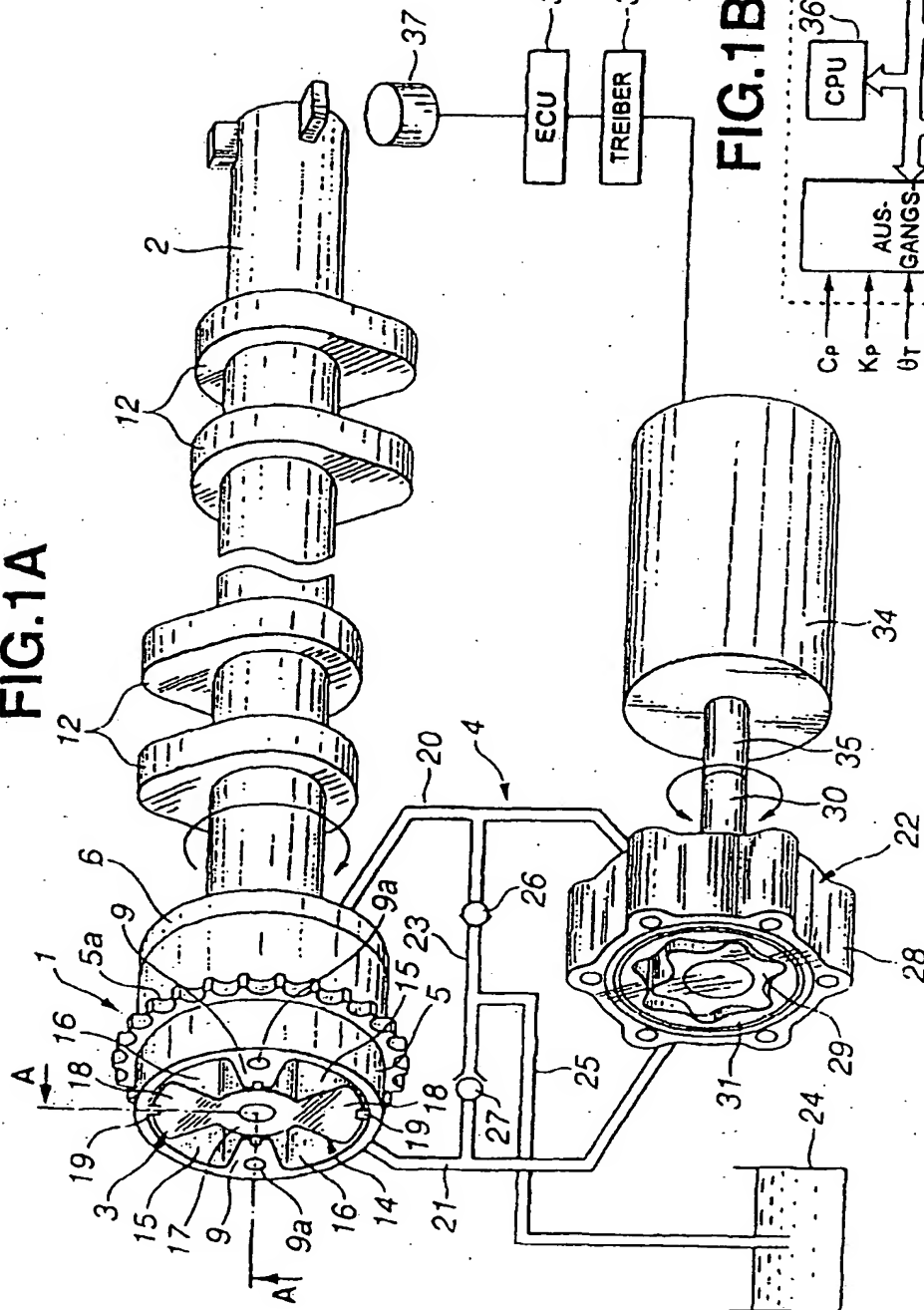


FIG.1B

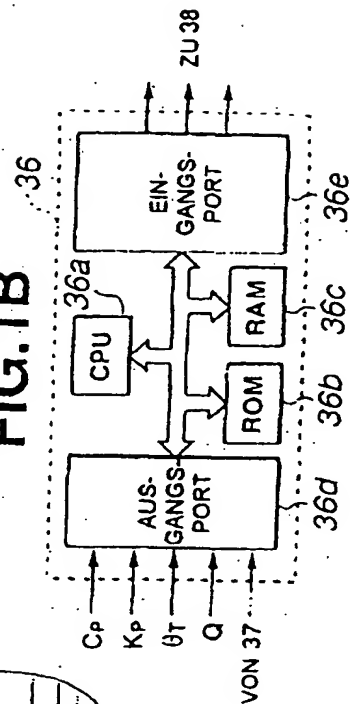


FIG.2

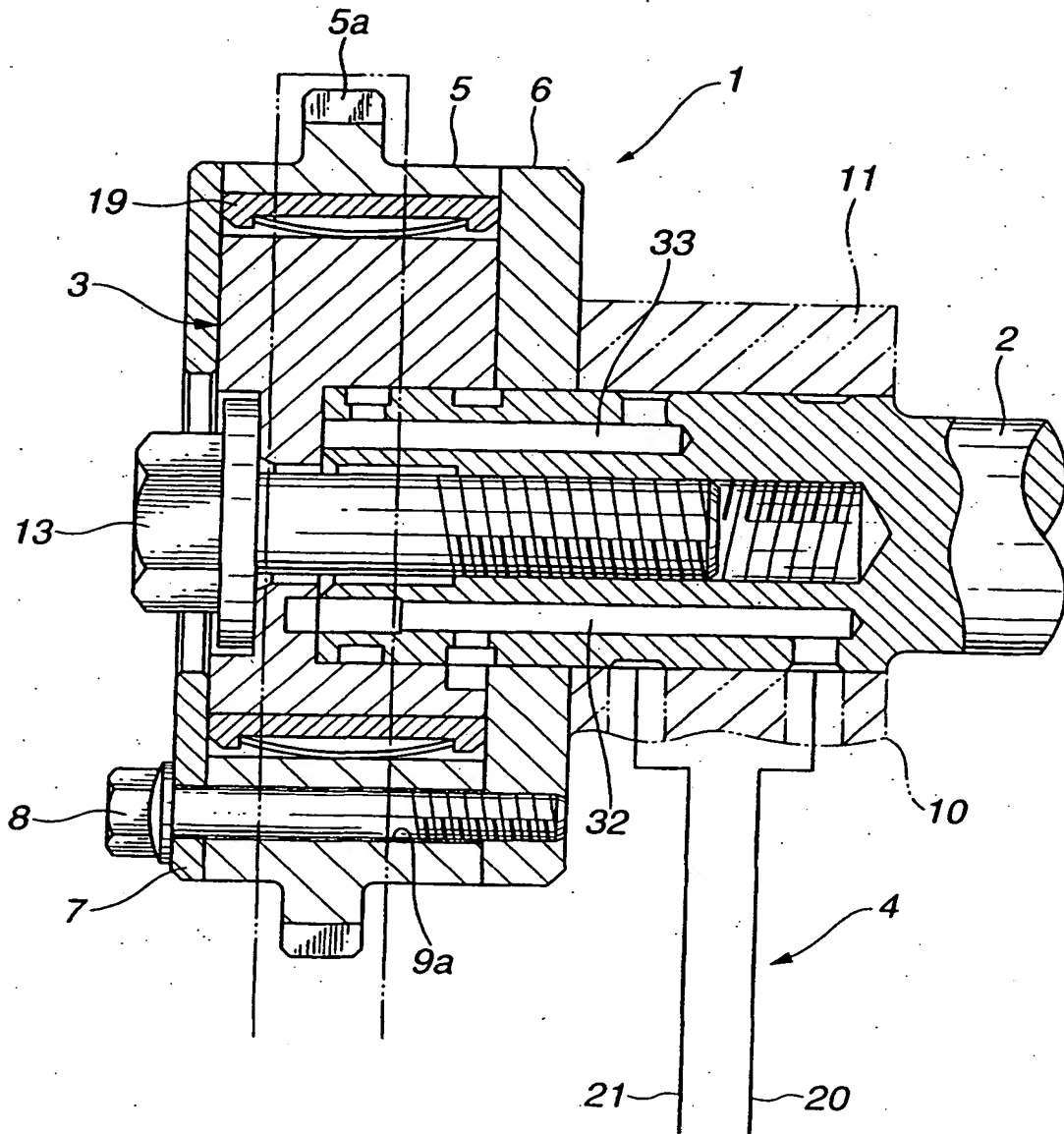


FIG.3

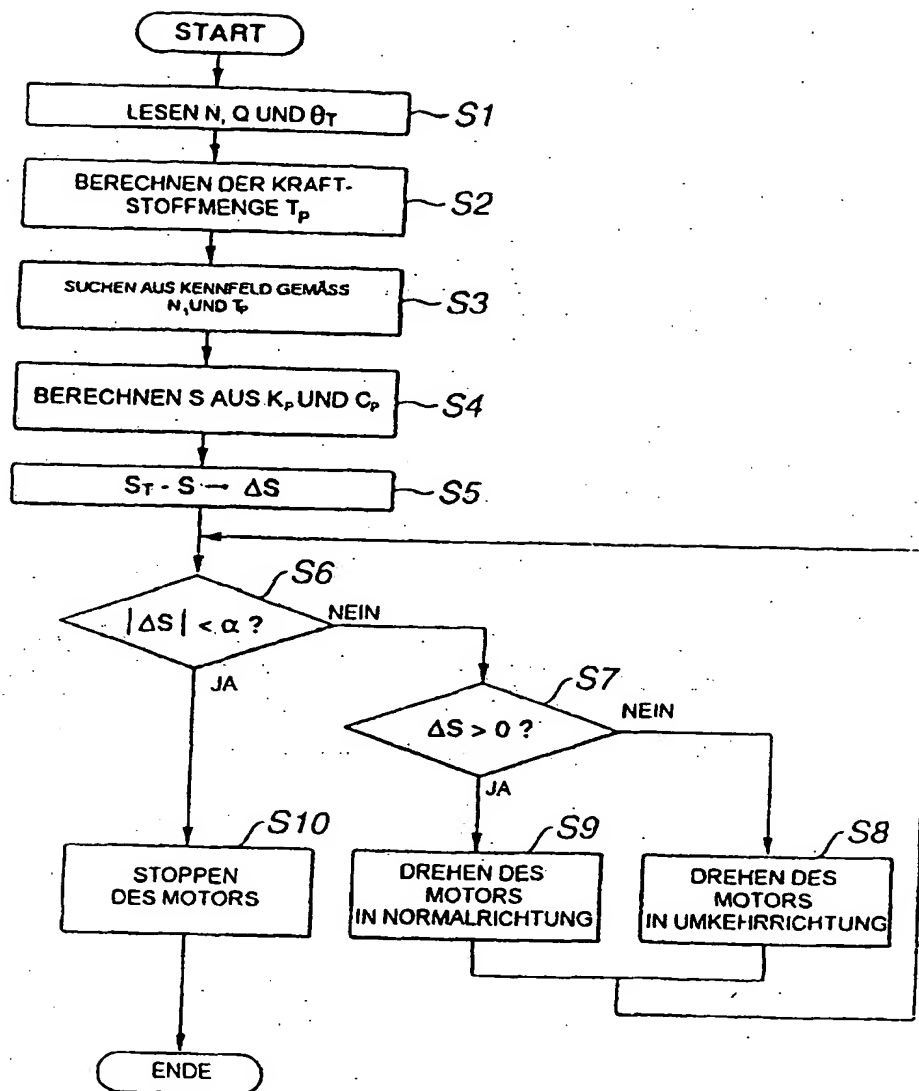


FIG. 4

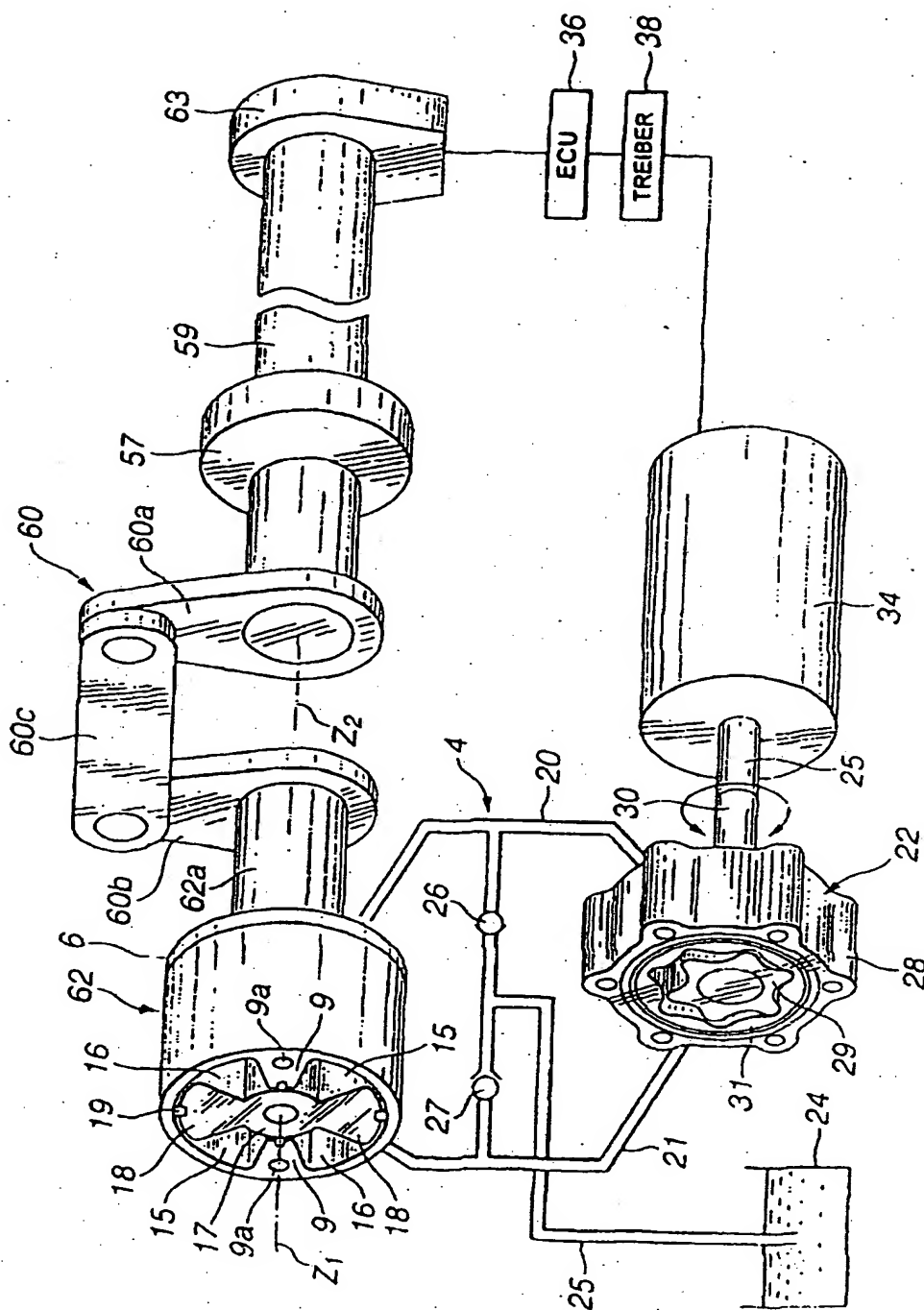


FIG.5

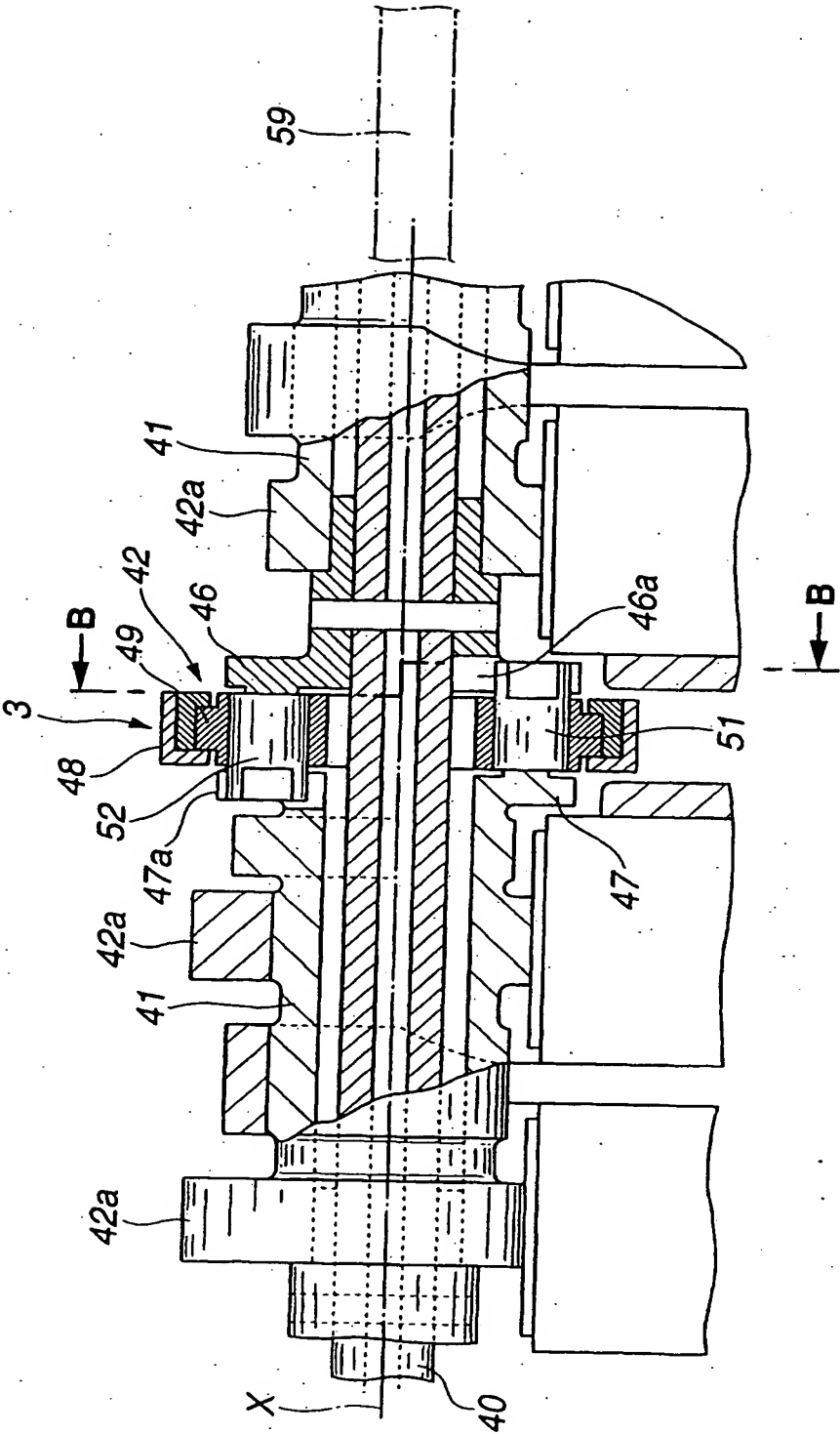


FIG.6

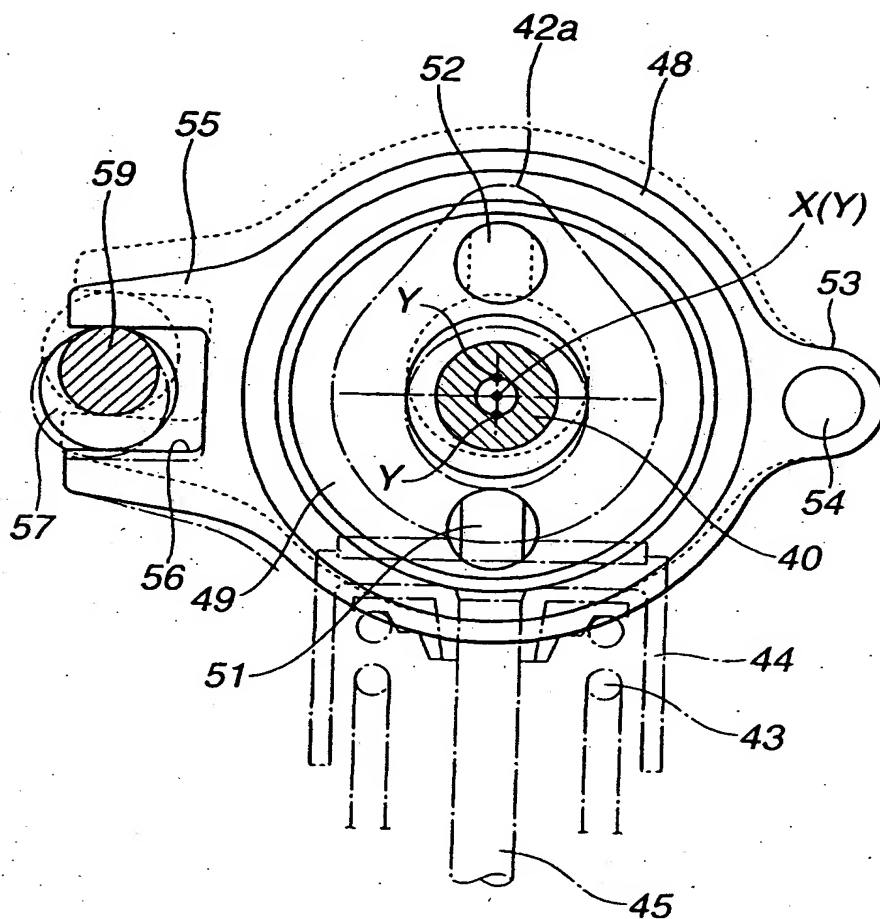


FIG.7

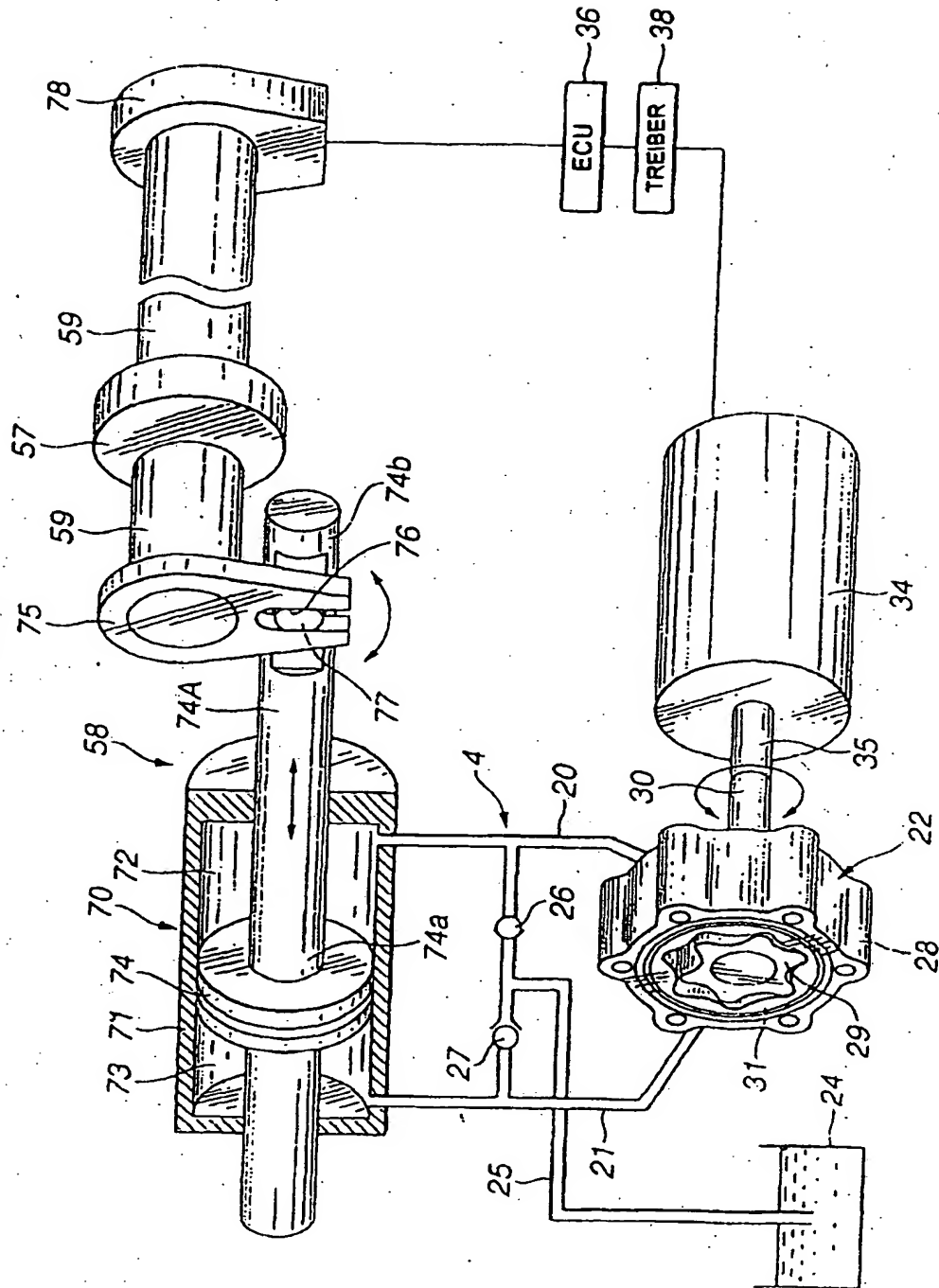


FIG.9A

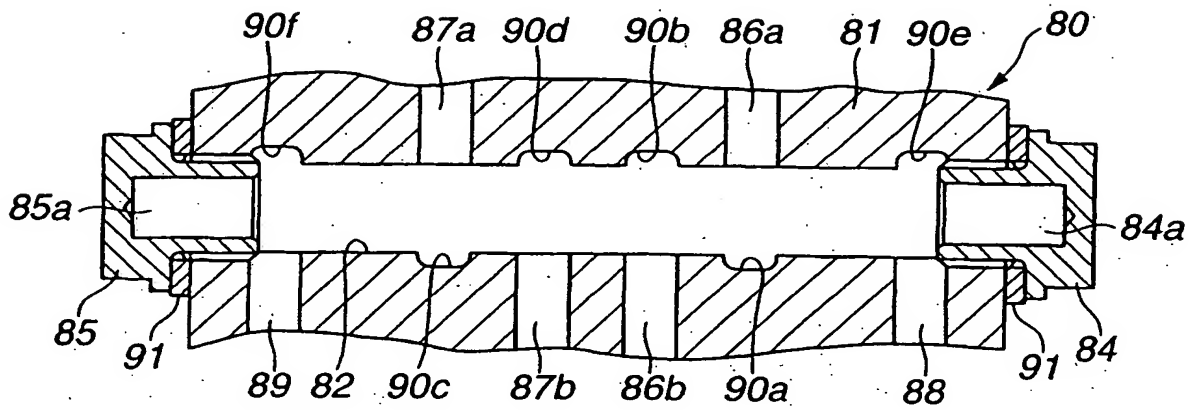


FIG.9B

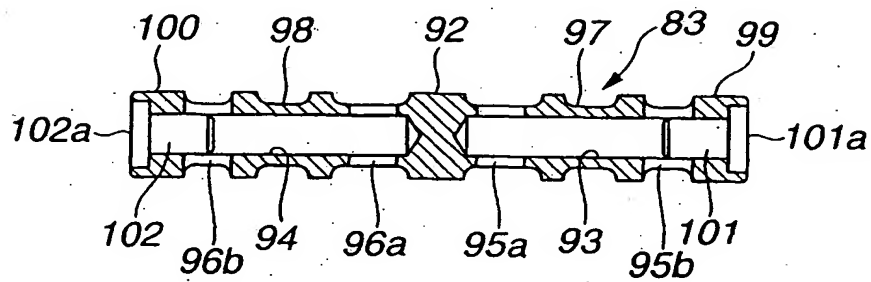


FIG.10

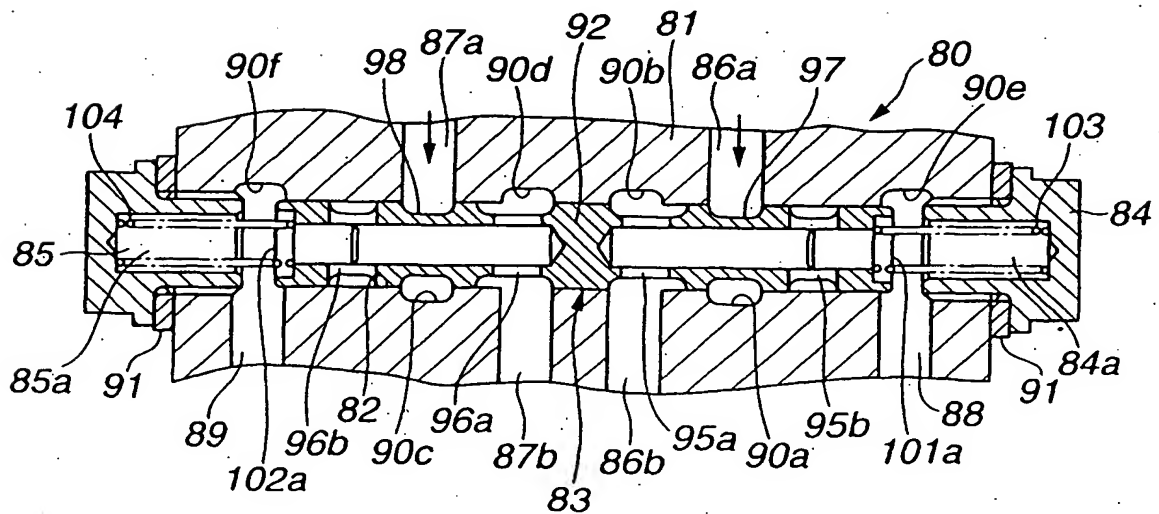


FIG.11

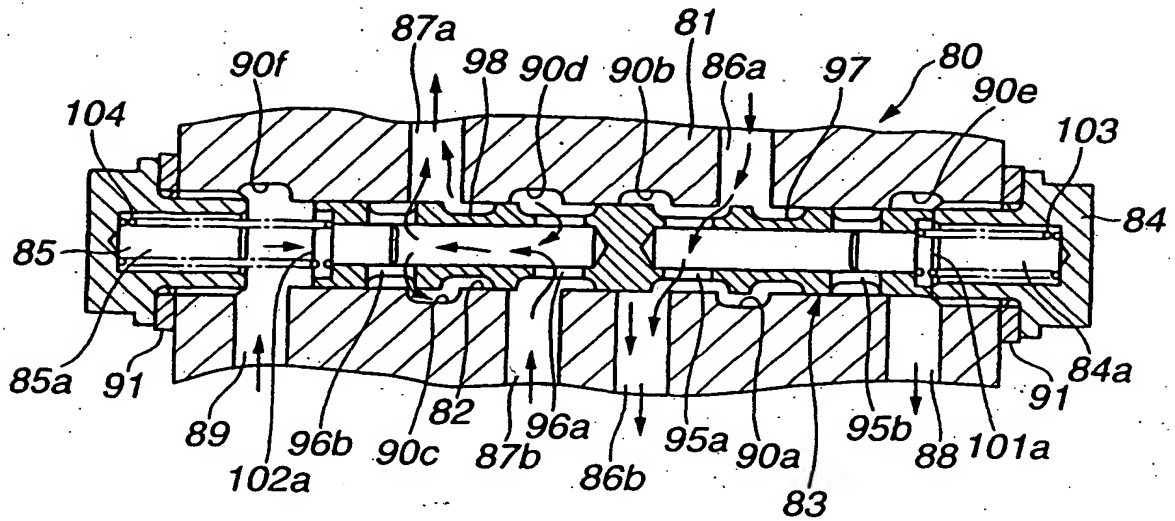


FIG.12

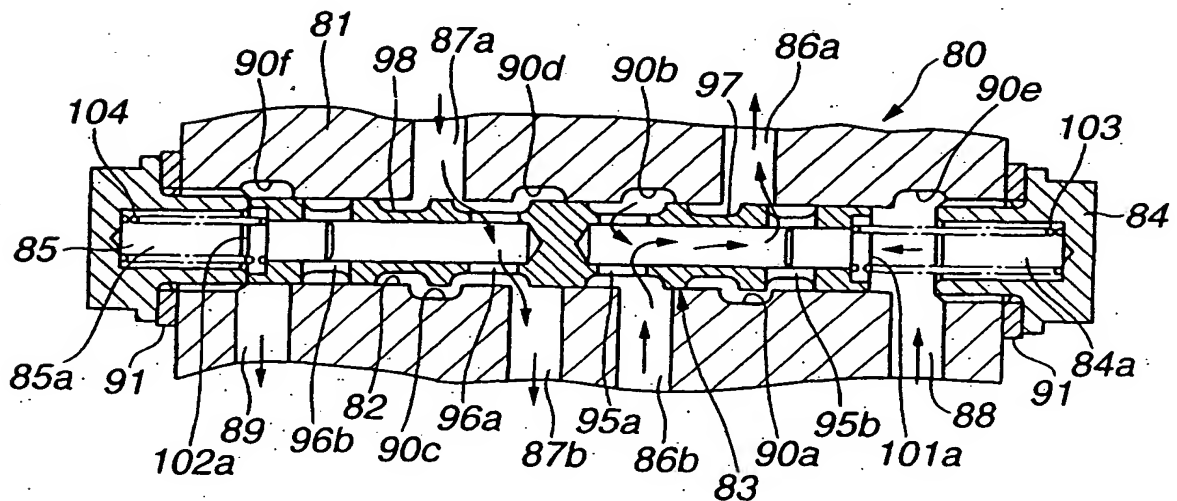


FIG.13

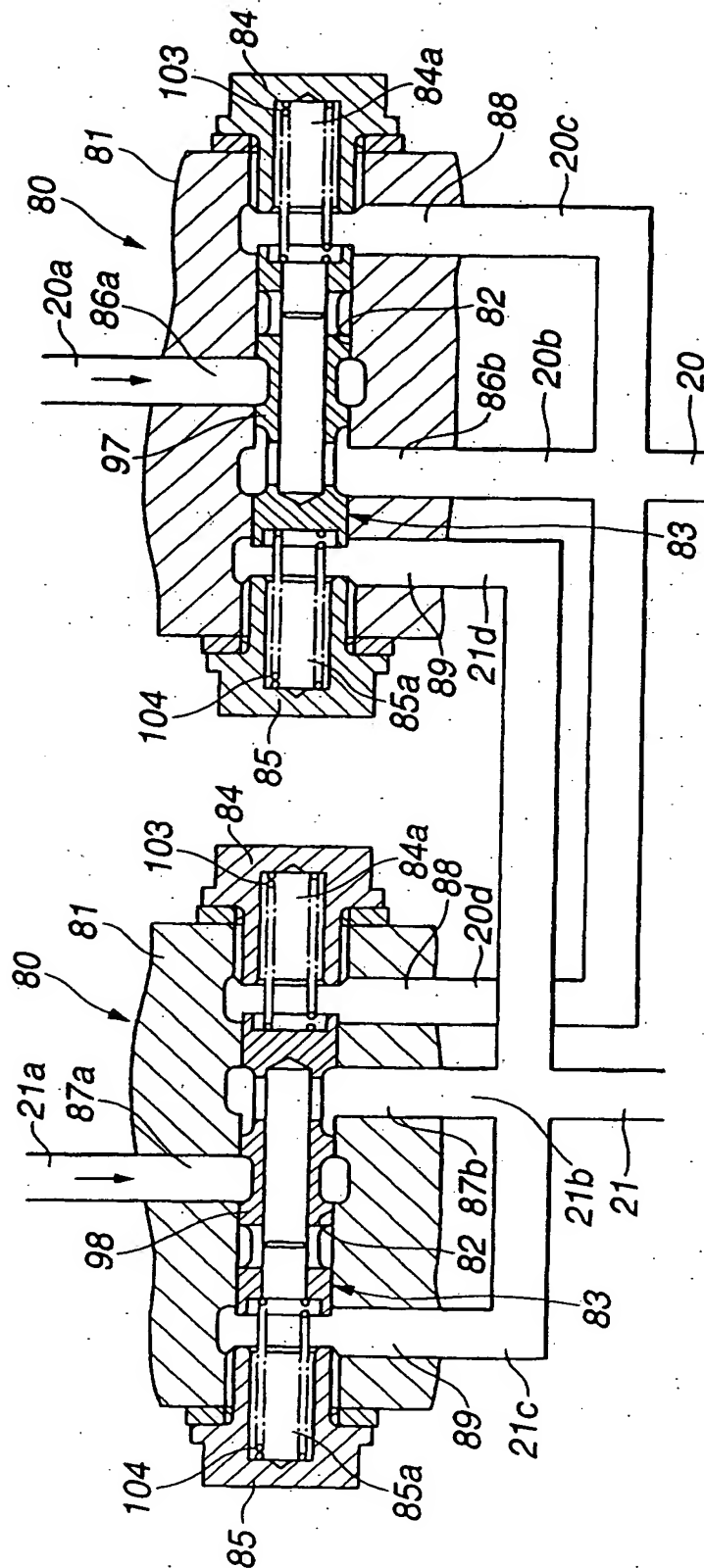


FIG.14

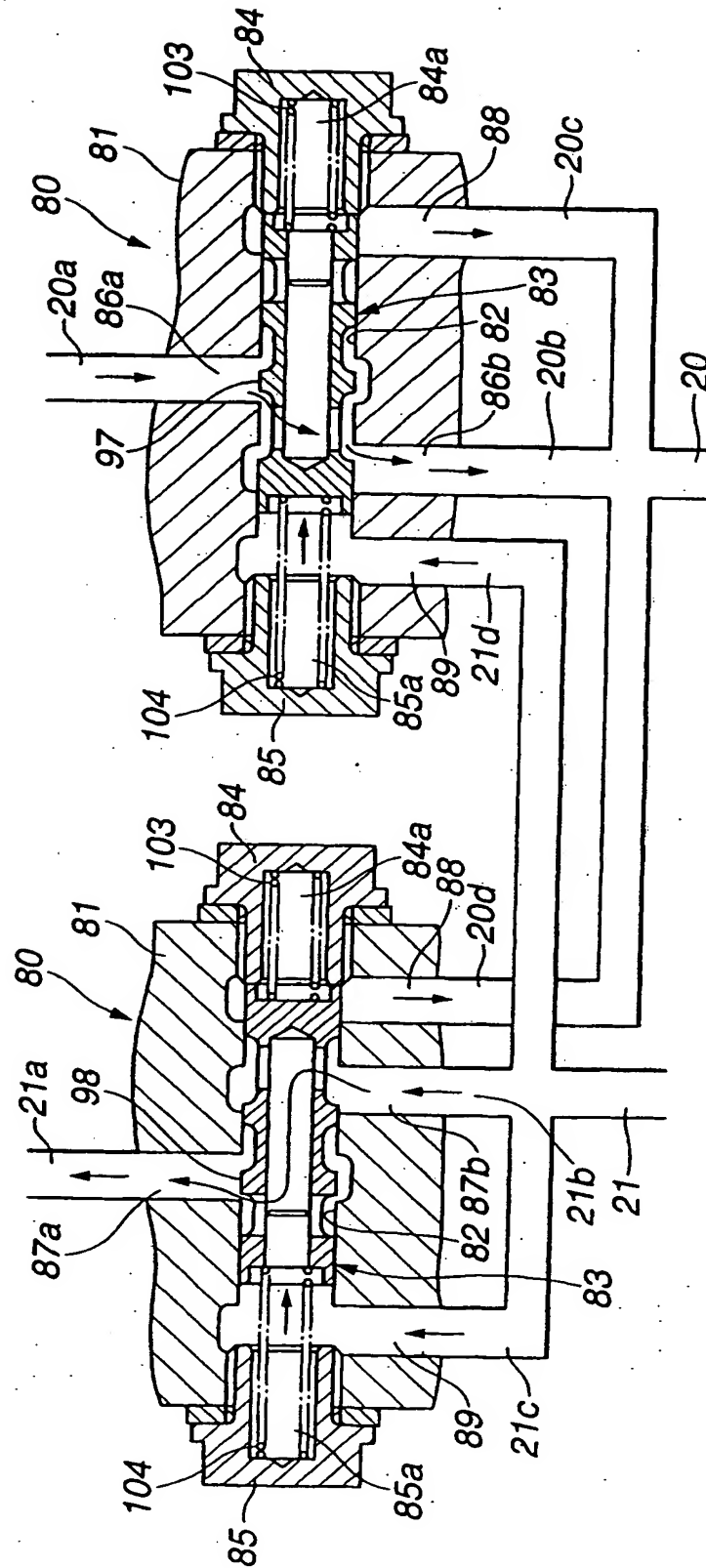
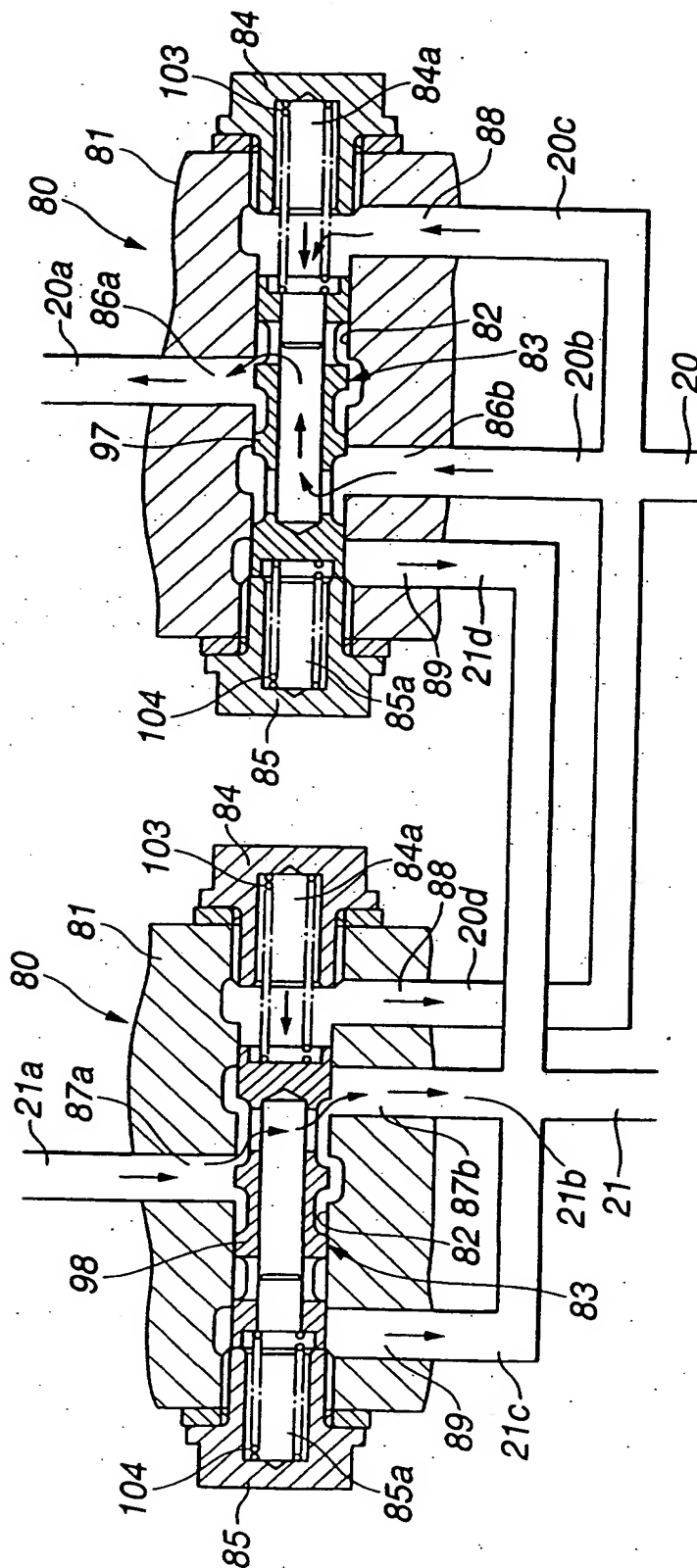


FIG.15



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

☐ **BLACK BORDERS**

☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**

☒ **FADED TEXT OR DRAWING**

☒ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**

☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**

☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**

☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**

☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**

☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**

☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.